

**ADVERTIMENT.** La consulta d'aquesta tesi queda condicionada a l'acceptació de les següents condicions d'ús: La difusió d'aquesta tesi per mitjà del servei TDX ([www.tesisenxarxa.net](http://www.tesisenxarxa.net)) ha estat autoritzada pels titulars dels drets de propietat intel·lectual únicament per a usos privats emmarcats en activitats d'investigació i docència. No s'autoritza la seva reproducció amb finalitats de lucre ni la seva difusió i posada a disposició des d'un lloc aliè al servei TDX. No s'autoritza la presentació del seu contingut en una finestra o marc aliè a TDX (framing). Aquesta reserva de drets afecta tant al resum de presentació de la tesi com als seus continguts. En la utilització o cita de parts de la tesi és obligat indicar el nom de la persona autora.

**ADVERTENCIA.** La consulta de esta tesis queda condicionada a la aceptación de las siguientes condiciones de uso: La difusión de esta tesis por medio del servicio TDR ([www.tesisenred.net](http://www.tesisenred.net)) ha sido autorizada por los titulares de los derechos de propiedad intelectual únicamente para usos privados enmarcados en actividades de investigación y docencia. No se autoriza su reproducción con finalidades de lucro ni su difusión y puesta a disposición desde un sitio ajeno al servicio TDR. No se autoriza la presentación de su contenido en una ventana o marco ajeno a TDR (framing). Esta reserva de derechos afecta tanto al resumen de presentación de la tesis como a sus contenidos. En la utilización o cita de partes de la tesis es obligado indicar el nombre de la persona autora.

**WARNING.** On having consulted this thesis you're accepting the following use conditions: Spreading this thesis by the TDX ([www.tesisenxarxa.net](http://www.tesisenxarxa.net)) service has been authorized by the titular of the intellectual property rights only for private uses placed in investigation and teaching activities. Reproduction with lucrative aims is not authorized neither its spreading and availability from a site foreign to the TDX service. Introducing its content in a window or frame foreign to the TDX service is not authorized (framing). This rights affect to the presentation summary of the thesis as well as to its contents. In the using or citation of parts of the thesis it's obliged to indicate the name of the author

# Optimización térmica y energética de la doble fachada acristalada con ventilación mecánica en clima mediterráneo

Cuerpo principal y anexos de la tesis

Tesis doctoral realizada por:

Eva Cuerva Contreras

Dirigida por:

Dr. Pere Alavedra Ribot

Barcelona, Julio 2013

Universitat Politècnica de Catalunya  
Departament d'Enginyeria de la Construcció

# TESIS DOCTORAL



**UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE CATALUNYA**



ESCOLA TÈCNICA SUPERIOR D'ENGINYERIA INDUSTRIAL DE BARCELONA

PROGRAMA DE DOCTORADO EN INGENIERÍA DE LA CONSTRUCCIÓN

TESIS DOCTORAL

**OPTIMIZACIÓN TÉRMICA Y ENERGÉTICA DE LA  
DOBLE FACHADA ACRISTALADA CON VENTILACIÓN  
MECÁNICA EN CLIMA MEDITERRÁNEO**

Cuerpo principal de la tesis

DOCTORANDA

**EVA CUERVA CONTRERAS**

DIRECTOR DE TESIS

**PERE ALAVEDRA RIBOT**

Dr. Ingeniero Industrial

Barcelona, Julio 2013





*A mis padres, por permitirme volar sin dejarme  
olvidar nunca cuál era la posición relativa de mis  
pies respecto la tierra.*

*A Abraham, por ser el mejor compañero de vida  
que yo podría haber soñado.*



*Don't let them tell you it can't be done.*

*It's just some things take time.*



## AGRADECIMIENTOS

Quisiera aprovechar este breve espacio para agradecer a todos aquellos que, en mayor o menor medida, han contribuido con su presencia a que este trabajo llegara a ver la luz. Sois todos los que estáis, pero no estáis todos los que sois.

En primer lugar, dar las gracias a mi director de tesis, Pere Alavedra, por su apoyo y ayuda en la elaboración de este trabajo. Pero no sólo por esto, sino también —y fundamentalmente— por todas las enseñanzas y consejos que me ha brindado desinteresadamente durante estos largos años. Me gusta pensar que mi visión de las cosas —y no únicamente a nivel técnico— es más amplia y rica gracias a este proceso de aprendizaje.

A la Càtedra UPC-JG por su gran respaldo tanto económico como técnico. Especialmente a Pere Esquerra, cuya generosidad a la hora de compartir sus conocimientos no sólo me ha ayudado enormemente en la consecución de esta tesis, sino que me ha permitido, sin lugar a dudas, ser mejor ingeniera.

A todos mis compañeros de la UPC y del Departamento de Ingeniería de la Construcción, tanto los presentes como los que en algún momento cruzaron sus caminos con el mío y me ayudaron a llegar hasta aquí.

A M<sup>a</sup> Dolors, gran compañera y colega, por aportarme calma y visión periférica en los momentos en los que carecía de ella. Es un placer trabajar contigo cada día.

A Carla y Òscar, por todo el apoyo y ayuda que me habéis proporcionado siempre. Y, por supuesto, también por todos los preciosos momentos en los que me habéis arrancado unas risas y me habéis hecho olvidar, por unos instantes cada día, la carga a veces pesada de concretar este trabajo.

A mis amigas y amigos, a todos vosotros, Ivette, Cristina, Marta, Toni, Antonio, Marc, Jordi, Anna, Flors...a los que estuvisteis y os fuisteis y a los que continuáis ahí. Sois la mejor terapia antiestrés que conozco.

A mi familia. A mis padres, mis hermanas Yolanda y Olga, mi hermano Jose, y a todos mis sobrinos y sobrinas. Soy muy afortunada por teneros y contar con vuestro cariño incondicional sin temer que juzguéis mis decisiones no siempre acertadas. Estoy aquí por vosotros.

Y finalmente, a Abraham, por estar siempre ahí, por quererme, apoyarme y creer en mí incluso cuándo yo no lo hacía. Estamos juntos en esto.

A los que creyeron en mí, y a los que no, esto también es en parte obra vuestra. Va pues, por todos vosotros.



## RESUMEN

El diseño de edificios siguiendo criterios de sostenibilidad y eficiencia energética se ha convertido en un imperativo en los países desarrollados, sobre todo a raíz de la Directiva europea 2010/31/UE sobre Eficiencia Energética en los Edificios, cuyo objetivo para el año 2019 es el de conseguir *zero-emission buildings*, es decir, edificios cuyo impacto sobre el entorno sea casi nulo, al ser autosuficientes energéticamente y no emitir gases de efecto invernadero.

En respuesta a esta corriente, la Doble Fachada Acristalada (DFA) representa una alternativa constructiva que, aplicada en entornos mediterráneos, supone una posible estrategia de diseño energéticamente eficiente para mejorar el comportamiento de las tradicionales fachadas de vidrio de uso tan extendido en los edificios de oficinas y comerciales de las grandes ciudades.

El estudio de la implantación de la DFA y su comportamiento ha sido un tema tratado extensamente en la última década. No obstante, la literatura disponible está muy restringida a casos de regiones de clima frío y templado de Europa y América del Norte, contexto en el cual pueden encontrarse casos de aplicación eficiente a nivel energético. Sin embargo, las experiencias de aplicación de DFA en zonas de clima mediterráneo arrojan posibles problemas de funcionamiento, sobre todo durante la estación cálida, debido al sobrecalentamiento de la entrepíel causado por la elevada radiación solar característica de este tipo de clima. Este fenómeno ocasiona que sea necesario un coste energético extra para obtener unas condiciones de confort adecuadas en el interior del edificio.

El estudio de la DFA requiere de una investigación exhaustiva de los fenómenos de transferencia de calor y fluidodinámicos involucrados. Para realizar un análisis apropiado de estos fenómenos, y gracias a la mejora de la potencia de cálculo de los ordenadores en los últimos años, han aparecido métodos que permiten abordar el problema de analizar el comportamiento de la DFA a través de la definición de modelos matemáticos que simplifican el modelo real. En esta línea, el uso de programas de simulación térmica zonal y multizonal, así como la utilización de programas de dinámica de fluidos computacional (CFD), se han destacado como herramientas útiles a la hora de modelizar los fenómenos fluidodinámicos y de transferencia de calor asociados a la DFA.

El objetivo general de esta tesis se centra en la optimización del comportamiento térmico y energético de una doble fachada acristalada con ventilación forzada (DFAV) horizontal y configuración constructiva fija, para su aplicación en edificios de oficinas localizados en zonas de clima mediterráneo. Dicha optimización, que se ha llevado a cabo mediante el software de simulación térmica zonal TAS, pretende resolver los posibles problemas de sobrecalentamiento en el interior del edificio generados cuando se aplica esta tipología de fachada en climas de alta radiación solar.

En el modelo analizado, la ventilación de la entrepíel de la fachada –que es la encargada de la evacuación del exceso de calor de la misma–, se supone a cargo de un sistema de recirculación del aire de climatización expulsado del edificio. Este sistema puede ser complementado, en caso de requerirse una mayor extracción de calor, por un equipo auxiliar



que mediante la impulsión de aire exterior permita aumentar el caudal de aire a través de la entrepiel.

Por otro lado, se ha utilizado un modelo analítico simplificado –desarrollado a partir de las ecuaciones fundamentales de transferencia de calor–, que se ha evaluado en diversos puntos característicos del dominio para comprobar la exactitud de los resultados obtenidos a través de las simulaciones realizadas. Se ha concluido que, para estimar la efectividad de la DFAV a la hora de disminuir la demanda energética del edificio, este modelo matemático simplificado – que utiliza coeficientes de transmisión de calor combinados medios– puede considerarse válido. Además, las diferencias obtenidas con el modelo simulado son lo suficientemente reducidas para considerar que –a falta de un modelo experimental sobre el que validar los resultados obtenidos– dicho desarrollo matemático permite afirmar la bondad de los resultados obtenidos en el modelo de simulación.

Respecto al proceso de optimización de la DFAV se ha concluido que, para una oficina de características estándar, la fachada es el elemento clave que define el comportamiento termoenergético del edificio, de manera que su correcto diseño es fundamental para conseguir minimizar su consumo energético y alcanzar las mejores condiciones de confort térmico interior posibles. Así, en edificios con fachadas altamente vidriadas situados en entornos de elevada radiación solar como el mediterráneo, la utilización de vidrios que limiten las ganancias solares en el interior del edificio es básica para el control de la demanda de climatización del mismo. Contrariamente, el comportamiento del edificio empeora al sustituir el vidrio interior transparente por uno bajo emisivo, lo que prueba que, en ocasiones, la utilización de un vidrio de mayor calidad no supone un beneficio claro en cuanto a la disminución de la demanda del edificio en el cuál se instala. Además, se comprueba que la utilización de la DFAV frente al muro cortina tradicional permite mejorar las condiciones de demanda de climatización y de confort térmico alcanzadas en un edificio como el analizado.

Por último, se ha concluido que la aplicación de una estrategia de ventilación mixta a caudal variable en función de las necesidades de climatización de los espacios ocupados supone una mejora notable a nivel de reducción de la demanda de climatización global del edificio, aunque únicamente respecto al caso de DFA sin ventilar. Las mejoras respecto a los casos con la doble fachada ventilada con un caudal elevado de aire exterior son escasas. Así pues, la decisión de emplear un tipo u otro de ventilación de la entrepiel de la DFAV vendrá determinada por el análisis de coste de implantación contra la disminución de la demanda de climatización asociada a cada sistema. Las reducciones de la demanda de climatización obtenidas parecen descartar la instalación del sistema de recirculación de aire interior para ventilar la DFAV, al obtenerse escasas mejoras respecto a un sistema de ventilación con aportación de aire todo exterior.

## ABSTRACT

The building design in base of sustainability and energy efficiency criteria has become an imperative in developed countries, especially since the application of the European Directive 2010/31/EU on Energy Efficiency in Buildings, whose goal for 2019 is the achievement of zero-emission buildings –buildings with almost zero impact on the environment, for being energy self-sufficient and do not emit greenhouse gases–.

In response to this trend, Double Glazed Facade represents a constructive alternative that, applied in Mediterranean environments, can improve the performance of traditional glass facades commonly used in commercial and offices buildings located in large cities.

The study of the DFAV implementation and behavior has been dealt extensively in the past decade. However, the available literature is largely restricted to cases of cold and temperate climate regions in Europe and North America. In this context, many energy efficient applications can be found. However, the DFA application experiences in Mediterranean climate have shown potential performance problems, especially during the warm season, due to the facade overheating caused by high solar radiation characteristic of this type of weather. This phenomenon is responsible of the need of an extra energy cost for adequate comfort conditions inside the building.

The study of the DFA requires an intensive investigation of heat transfer phenomena involved. For a proper analysis of these phenomena, some methods which analyze the DFA behavior through mathematical models which simplify the real model can be used. In this line, the use of thermal simulation zonal programs and the use of computational fluid dynamics (CFD) have emerged as useful tools when modeling fluid dynamic and heat transfer phenomena associated to the DFA.

The main objective of this thesis focuses on the optimization of the thermal and energy performance of a double skin facade with an horizontal forced ventilation scheme, and with a fixed structural design, for its application in office buildings located in areas with a Mediterranean climate. This optimization, which has been carried out with the thermal simulation software TAS, aims to solve the potential problems of overheating inside the building generated when applying this type of facade in high solar radiation climates.

The facade ventilation of the analyzed model –which is responsible for the removal of the heat accumulated in the space between the two skins– is generated by a system which recirculates the air expelled from the building. This system can be supplemented, if a greater extraction of heat is required, with an auxiliary system which drives outside air for increasing the air flow through the facade cavity.

On the other hand, a simplified analytical model –developed from the fundamental equations of heat transfer– has been used to check the accuracy of the results obtained through simulations. It has been concluded that, to estimate the effectiveness of DFAV to decrease the energy demand of the building, this simplified mathematical model –which uses average combined heat transfer coefficients– can be considered valid. Furthermore, the differences obtained with the simulated model are small enough to consider that –due to the lack of

experimental results to validate the model– such mathematical development allows us to affirm the goodness of the results obtained in the simulation model.

Regarding the DFAV optimization process, it has been concluded that, for an standard office building, the facade is the key element that defines the thermal behavior of the building. So, its correct design is essential for minimizing energy consumption and for achieving indoor thermal comfort conditions. In buildings with highly glazed facades located in high radiation environments –such Mediterranean climates–, the use of glazing which limit solar gains inside the building is essential for controlling HVAC demands. In contrast to that, the building performance worsens when replacing the transparent inner glazing by a low-e glazing. This proves that, sometimes, the use of a higher quality glazing is not a clear benefit in terms of achieve a reduction on HVAC building demand. In addition, it is found that the use of DFAV against traditional curtain wall can reduce the cooling demand and improve the thermal comfort in a building like the one analyzed.

Finally, it has been concluded that the application of variable flow hybrid ventilation, depending on HVAC needs of occupied spaces, causes a notable improvement to reduce overall cooling demand of the building, but only when comparing with the unventilated DFA case. The improvements between the optimal case and the cases with the facade ventilated with a high flow rate of outdoor air are limited. So the decision to use a certain type of cavity ventilation will be determined by the analysis of implementation cost against the HVAC demand reduction for each system. The analysis of the HVAC reductions seems to advise against the installation of an air recirculation system to ventilate the DFAV cavity, because of the little improvement obtained over the use of a ventilation system only with exterior air supply.

# CONTENIDO DE LA TESIS

Dedicatoria.....	iii
Agradecimientos.....	vii
Resumen.....	ix
<i>Abstract</i> .....	xi
Contenido de la tesis.....	xiii
Listado de figuras.....	xxi
Listado de tablas.....	xxvii

## OPTIMIZACIÓN TÉRMICA Y ENERGÉTICA DE LA DOBLE FACHADA ACRISTALADA CON VENTILACIÓN MECÁNICA EN CLIMA MEDITERRÁNEO

### 1. INTRODUCCIÓN

1.1. Antecedentes.....	1
1.2. Objetivos de la tesis.....	3
1.2.1. Objetivo general.....	3
1.2.2. Objetivos específicos.....	5
1.3. Alcance y limitaciones.....	6
1.4. Metodología utilizada.....	6
REFERENCIAS.....	9

### 2. SOSTENIBILIDAD Y CONSTRUCCIÓN SOSTENIBLE

2.1. Introducción.....	11
2.2. Arquitectura y clima.....	12
2.2.1. Clima mediterráneo.....	14
2.3. Sostenibilidad y construcción sostenible.....	15
2.3.1. Concepto y ámbito del desarrollo sostenible.....	15
2.3.2. El ciclo de vida y la sostenibilidad.....	18
2.3.3. Concepto de construcción sostenible y sus pilares.....	20
2.3.4. Eficiencia energética en los edificios: la influencia de la envolvente térmica.....	22
2.3.4.1. Mejora de la eficiencia energética a través del aislamiento térmico.....	23
2.3.4.2. Mejora de la eficiencia energética a través de materiales y tipologías constructivas.....	25

2.3.5. Contexto normativo.....	26
REFERENCIAS.....	28
 <b>3. LA DOBLE FACHADA ACRISTALADA</b>	
3.1. Introducción.....	33
3.2. Historia.....	34
3.3. Definición y concepto de la Doble Fachada Acristalada.....	37
3.4. Clasificación de las Dobles Fachadas Acristaladas.....	41
3.4.1. Clasificación según el modo de ventilación de la entrepiel.....	41
3.4.2. Clasificación según la fuente generadora del flujo de aire en la entrepiel.....	43
3.4.3. Clasificación según la compartimentación de la entrepiel.....	44
3.4.4. Otras clasificaciones para las Dobles Fachadas Acristaladas.....	49
3.5. Aspectos técnicos de las Dobles Fachadas Acristaladas Ventiladas (DFAV).....	50
3.5.1. Aspectos constructivos de la fachada.....	52
3.5.2. Modos de funcionamiento estacionales de la DFAV.....	53
3.5.2.1. Temporada de refrigeración.....	54
3.5.2.2. Temporada de calefacción.....	54
3.5.3. Integración de sistemas de climatización.....	54
3.6. Influencia de los elementos y sistemas de la DFAV en su comportamiento termoenergético y fluidodinámico.....	56
3.6.1. Geometría y dimensiones de la cavidad.....	56
3.6.2. Características de las aberturas de la cavidad.....	58
3.6.3. Características de los elementos de protección solar.....	60
3.6.4. Sistemas de acristalamiento.....	61
3.6.4.1. Propiedades lumínicas del vidrio.....	62
3.6.4.2. Propiedades energéticas del vidrio.....	62
3.6.4.3. Propiedades térmicas del vidrio.....	63
3.6.4.4. Tipologías de vidrios.....	64
3.6.4.5. Selección de vidrios para su aplicación en la DFAV.....	67
3.7. Comportamiento global de la DFAV.....	69
3.7.1. Comportamiento energético de la DFAV.....	69
3.7.2. Comportamiento fluidodinámico de la DFAV.....	71
3.8. Ventajas e inconvenientes de la aplicación de la DFAV.....	74
3.8.1. Ventajas.....	75
3.8.2. Inconvenientes.....	76
REFERENCIAS.....	77

#### **4. CONCEPCIÓN FÍSICA Y NORMATIVA DE LOS MECANISMOS DE TRANSMISIÓN DE CALOR EN EDIFICIOS**

4.1.	Introducción.....	81
4.2.	Fundamentos de la transferencia de calor.....	81
4.2.1.	Conducción.....	82
4.2.2.	Convección.....	83
4.2.3.	Radiación.....	84
4.2.4.	Conservación de la energía para un volumen de control.....	86
4.3.	Metodología de estudio de la transferencia de calor.....	86
4.4.	Balance energético en el edificio.....	88
4.4.1.	Cargas térmicas y demanda energética de un edificio.....	88
4.4.2.	Ganancias térmicas en el balance energético del edificio.....	89
4.4.3.	Mecanismos de transmisión de calor en el edificio.....	91
4.5.	Parámetros que caracterizan térmicamente la envolvente del edificio.....	92
4.5.1.	Definición de la envolvente térmica del edificio y clasificación de sus componentes.....	92
4.5.2.	Definición y cálculo de los parámetros característicos de la demanda.....	93
4.5.2.1.	Transmitancia térmica.....	94
4.5.2.2.	Transmitancia solar o coeficiente de ganancia solar.....	95
4.5.2.3.	Caracterización térmica de las partes semitransparentes.....	96
	REFERENCIAS.....	97

#### **5. MODELIZACIÓN DEL COMPORTAMIENTO TERMOENERGÉTICO Y FLUIDODINÁMICO DE LA DOBLE FACHADA ACRISTALADA VENTILADA**

5.1.	Introducción.....	99
5.2.	Enfoque analítico.....	103
5.2.1.	Introducción.....	103
5.2.2.	Modelos para Doble Fachada Acristalada.....	104
5.3.	Enfoque numérico: Metodología de cálculo por zonas.....	105
5.3.1.	Introducción.....	105
5.3.2.	Acoplamiento de modelos.....	105
5.3.3.	Modelos para Doble Fachada Acristalada.....	106
5.4.	Enfoque numérico: CFD.....	109
5.4.1.	Introducción.....	109
5.4.2.	Metodología de análisis mediante CFD.....	110
5.4.3.	Verificación y validación del código CFD.....	111
5.4.4.	Modelos para Doble Fachada Acristalada.....	113
	REFERENCIAS.....	117

<b>6.</b>	<b>CASO DE ESTUDIO: OPTIMIZACIÓN TÉRMICA Y ENERGÉTICA DEL SISTEMA DE VENTILACIÓN DE LA DFAV DE UN EDIFICIO DE OFICINAS EN EL ENTORNO MEDITERRÁNEO</b>	
6.1.	Definición del caso de estudio y metodología de resolución.....	123
6.2.	Resolución analítica. Desarrollo de una ecuación característica para la DFAV.....	124
6.2.1.	Introducción y objetivos.....	124
6.2.2.	Hipótesis y simplificaciones realizadas.....	124
6.2.3.	Determinación de las temperaturas del sistema.....	125
6.2.4.	Determinación del factor solar.....	129
6.2.4.1.	Doble fachada ventilada (caso general).....	129
6.2.4.2.	Fachada muy ventilada (caso particular).....	133
6.2.4.3.	Fachada sin ventilar (caso particular).....	133
6.2.4.4.	Doble fachada ventilada con vidrio exterior simple y vidrio interior doble.....	134
6.2.4.5.	Hipótesis considerando la resistencia térmica del vidrio.....	137
6.2.4.6.	Estimación de los coeficientes de transmisión de calor combinados para el caso de estudio.....	139
6.2.5.	Conclusiones.....	142
6.3.	Resolución numérica. Simulación térmica y energética empleando un enfoque zonal.....	143
6.3.1.	Herramienta utilizada.....	143
6.3.2.	Bases de cálculo de la herramienta utilizada.....	143
6.3.3.	Metodología de trabajo con el programa TAS.....	144
6.3.4.	Modelo a analizar.....	147
6.3.4.1.	Localización del edificio.....	147
6.3.4.2.	Entorno y orientación del edificio.....	149
6.3.4.3.	Definición geométrica del edificio de estudio.....	150
6.3.4.4.	Zonificación aplicada al modelo.....	153
6.3.4.5.	Definición de las cargas internas aplicadas al modelo.....	155
6.3.4.6.	Definición de los horarios de funcionamiento y ocupación del edificio.....	159
6.3.4.7.	Definición de las condiciones ambientales interiores.....	159
6.3.4.8.	Definición de los sistemas de climatización empleados.....	160
6.3.4.9.	Elementos constructivos empleados.....	160
6.3.4.10.	Sistema de ventilación de la entrepiel de la DFAV.....	161
	REFERENCIAS.....	163

## **7. ESTRATEGIA DE SIMULACIÓN Y COMPROBACIÓN DEL MODELO**

7.1. Variables de entrada y parámetros de salida.....	165
7.1.1. Variables del modelo.....	165
7.1.2. Parámetros de salida.....	166
7.2. Estrategia de simulación para optimizar el comportamiento termoenergético de la DFAV.....	168
7.3. Comparativa del modelo de simulación con el modelo matemático desarrollado.....	169
7.3.1. Comprobación del modelo. Caso resistencia térmica vidrio despreciable.....	170
7.3.2. Comprobación del modelo. Caso considerando la resistencia térmica del vidrio.....	172
7.4. Conclusiones.....	173
REFERENCIAS.....	175

## **8. RESULTADOS Y DISCUSIÓN**

8.1. Comprobaciones previas.....	177
8.1.1. Ajuste de los rangos de temperatura del aire de climatización para alcanzar condiciones de confort interiores.....	177
8.1.1.1. Caso entrepíel DFAV no ventilada.....	178
8.1.1.2. Caso entrepíel DFAV ventilada.....	180
8.1.2. Determinación del flujo de calor a través de las paredes medianeras.....	183
8.2. Determinación del día crítico de invierno y verano.....	186
8.2.1. Día crítico de invierno y verano para la orientación de fachada Sur.....	186
8.2.2. Día crítico de invierno y verano para la orientación de fachada Este.....	187
8.2.3. Día crítico de invierno y verano para la orientación de fachada Oeste.....	188
8.2.4. Día crítico de invierno y verano para la orientación de fachada Norte.....	189
8.3. Simulaciones con caudal de ventilación de la DFAV nulo.....	189
8.3.1. Resultados anuales para el edificio de estudio.....	189
8.3.1.1. Cargas y demandas de climatización globales.....	190
8.3.1.2. Cargas pico de climatización.....	195
8.3.1.3. Frecuencias de temperaturas alcanzadas en el espacio ocupado.....	200
8.3.2. Resultados para el día crítico de verano.....	201
8.3.2.1. Demandas de climatización.....	202
8.3.2.2. Análisis de temperaturas.....	205
8.3.2.3. Transmisión de calor a través del vidrio interior de la DFAV.....	209
8.3.3. Resultados para el día crítico de invierno.....	211
8.3.3.1. Demandas de climatización.....	211
8.3.3.2. Análisis de temperaturas.....	214
8.3.3.3. Transmisión de calor a través del vidrio interior de la DFAV.....	217



8.3.4.	Conclusiones.....	218
8.4.	Simulaciones con la DFAV ventilada mediante aire de recirculación interior.....	219
8.4.1.	Resultados anuales para el edificio de estudio.....	219
8.4.1.1.	Cargas y demandas de climatización globales.....	219
8.4.1.2.	Cargas pico de climatización.....	220
8.4.1.3.	Frecuencias de temperaturas alcanzadas en el espacio ocupado.....	224
8.4.2.	Resultados para el día crítico de verano.....	225
8.4.2.1.	Demandas de climatización.....	225
8.4.2.2.	Análisis de temperaturas.....	226
8.4.2.3.	Transmisión de calor a través del vidrio interior de la DFAV.....	228
8.4.3.	Resultados para el día crítico de invierno.....	228
8.4.3.1.	Demandas de climatización.....	228
8.4.3.2.	Análisis de temperaturas.....	229
8.4.3.3.	Transmisión de calor a través del vidrio interior de la DFAV.....	230
8.4.4.	Conclusiones.....	231
8.5.	Simulaciones con ventilación mixta de la DFAV. Caudal bajo.....	232
8.5.1.	Resultados anuales para el edificio de estudio.....	232
8.5.1.1.	Cargas y demandas de climatización globales.....	232
8.5.1.2.	Cargas pico de climatización.....	233
8.5.1.3.	Frecuencias de temperaturas alcanzadas en el espacio ocupado.....	236
8.5.2.	Resultados para el día crítico de verano.....	237
8.5.2.1.	Demandas de climatización.....	237
8.5.2.2.	Análisis de temperaturas.....	238
8.5.2.3.	Transmisión de calor a través del vidrio interior de la DFAV.....	239
8.5.3.	Resultados para el día crítico de invierno.....	240
8.5.3.1.	Demandas de climatización.....	240
8.5.3.2.	Análisis de temperaturas.....	241
8.5.3.3.	Transmisión de calor a través del vidrio interior de la DFAV.....	242
8.5.4.	Conclusiones.....	242
8.6.	Simulaciones con ventilación mixta de la DFAV. Caudal medio y alto.....	243
8.6.1.	Orientación Sur.....	244
8.6.2.	Orientación Este.....	245
8.6.3.	Orientación Oeste.....	246
8.6.4.	Orientación Norte.....	247
8.6.5.	Conclusiones.....	247
8.7.	Simulaciones con ventilación mixta variable función de las necesidades de climatización del espacio interior.....	248

8.7.1.	Simulaciones con modelo simplificado.....	248
8.7.2.	Simulaciones con modelo completo.....	251
8.7.2.1.	Orientación Sur.....	251
8.7.2.2.	Orientación Este.....	252
8.7.2.3.	Orientación Oeste.....	252
8.7.2.4.	Orientación Norte.....	253
8.7.3.	Comparativa con el muro cortina equivalente.....	254
8.7.3.1.	Orientación Sur.....	254
8.7.3.2.	Orientación Este.....	255
8.7.3.3.	Orientación Oeste.....	256
8.7.3.4.	Orientación Norte.....	257
8.7.4.	Conclusiones.....	257
8.8.	Variación de los vidrios de la DFAV para el caso óptimo.....	258
8.8.1.	Utilización de vidrio bajo emisivo en la piel interior de la DFAV.....	258
8.8.2.	Utilización de vidrio transparente en las dos pieles de la DFAV.....	259
8.9.	Otras simulaciones realizadas.....	260
8.9.1.	Comprobación de la idoneidad física de las zonificaciones propuestas.....	260
8.9.1.1.	Zonificación ASHRAE.....	260
8.9.1.2.	Zonificación RITE.....	263
8.9.1.3.	Determinación de la profundidad del espacio ocupado con afectación de la fachada.....	264
8.9.2.	Comprobación de la estratificación de temperaturas de los espacios interiores.....	266
8.9.3.	Análisis del grado de confort térmico interior.....	267
8.9.3.1.	Orientación Sur.....	269
8.9.3.2.	Orientación Este.....	272
8.9.3.3.	Orientación Oeste.....	272
8.9.3.4.	Orientación Norte.....	273
REFERENCIAS.....		275

## 9. CONCLUSIONES Y FUTURAS LÍNEAS DE INVESTIGACIÓN

9.1.	Conclusiones generales.....	277
9.2.	Conclusiones específicas.....	278
9.2.1.	Respecto al estado del arte.....	278
9.2.1.1.	Conclusiones generales.....	278
9.2.1.2.	Conclusiones respecto a los parámetros constructivos y operacionales de la DFAV.....	279

9.2.1.3.	Conclusiones respecto al comportamiento termoenergético y fluidodinámico de la DFAV.....	280
9.2.1.4.	Conclusiones respecto a la modelización de la DFAV.....	281
9.2.2.	Respecto a la modelización matemática del comportamiento termoenergético de la DFAV.....	282
9.2.3.	Respecto a la comparación del modelo numérico con el modelo analítico....	283
9.2.4.	Respecto a las comprobaciones previas del modelo de simulación.....	284
9.2.4.1.	Conclusiones respecto a la temperatura del aire de climatización.....	284
9.2.4.2.	Conclusiones respecto al flujo de calor a través de las medianeras.....	285
9.2.5.	Respecto a la determinación del día crítico de invierno y verano.....	285
9.2.6.	Respecto a las simulaciones con caudal nulo de ventilación.....	285
9.2.7.	Respecto a las simulaciones con ventilación por recirculación.....	286
9.2.8.	Respecto a las simulaciones con ventilación mixta a caudal bajo.....	287
9.2.9.	Respecto a las simulaciones con ventilación mixta a caudal medio y alto.....	288
9.2.10.	Respecto a las simulaciones con ventilación mixta variable función de las necesidades de climatización del espacio interior.....	288
9.2.11.	Respecto a la utilización de un vidrio bajo emisivo en la piel interior de la DFAV.....	289
9.2.12.	Respecto a la utilización de un vidrio transparente en la piel exterior de la DFAV.....	289
9.2.13.	Respecto a las pruebas sobre las zonificaciones definidas para el modelo de simulación.....	290
9.2.14.	Respecto a la estratificación de temperaturas de los espacios interiores.....	291
9.2.15.	Respecto al análisis del grado de confort térmico interior.....	291
9.3.	Futuras líneas de investigación.....	292

## ANEXOS

ANEXO A. Análisis matemático de la DFAV

ANEXO B. Bases teóricas del software de simulación térmica TAS EDSL

ANEXO C. Determinación de la profundidad de los espacios afectados por la radiación solar incidente

ANEXO D. Características de los materiales y sistemas utilizados en los modelos simulados

## LISTADO DE FIGURAS

Figura 1.1. Metodología empleada en el desarrollo de la tesis.....	8
Figura 2.1. Emisiones de contaminantes y uso de recursos en el sector de la construcción.....	11
Figura 2.2. Diagrama del ciclo de vida del proceso constructivo.....	20
Figura 2.3. Potencial de reducción de las emisiones de CO <sub>2</sub> por sectores y coste económico asociado a las medidas de resolución.....	24
Figura 2.4 y Figura 2.5. Esquemas de funcionamiento de una fachada ventilada.....	25
Figura 2.6. Etiqueta Eficiencia Energética en Edificios.....	27
Figura 3.1. Torre Iberdrola. César Pelli Bilbao.....	37
Figura 3.2. Torre de Cristal. César Pelli Madrid.....	37
Figura 3.3. Torre Sacyr-Vallehermoso. Rubio & Álvarez-Sala. Madrid.....	37
Figura 3.4 y Figura 3.5. Torre Agbar. Jean Nouvel. Barcelona.....	37
Figura 3.6. Elementos básicos de una DFA.....	39
Figura 3.7. Clasificación de DFAV según el origen y dirección del flujo de aire desarrollado en la cavidad.....	42
Figura 3.8. Esquema de una DFAV con tipología <i>Box Window</i> .....	44
Figura 3.9. Esquema de ventilación <i>Shaft-Box</i> . Sección.....	45
Figura 3.10. Esquema de ventilación <i>Shaft-Box</i> . Vista frontal.....	45
Figura 3.11. Esquema de una DFAV con tipología <i>Shaft-Box</i> .....	45
Figura 3.12. Esquema de ventilación <i>Corridor Facade</i> . Sección.....	46
Figura 3.13. Esquema de ventilación <i>Corridor Facade</i> . Vista frontal.....	46
Figura 3.14. Esquema de una DFAV con tipología <i>Corridor Facade</i> .....	46
Figura 3.15. Esquema de ventilación <i>Multistorey Facade</i> . Sección.....	47
Figura 3.16. Esquema de una DFAV con tipología <i>Multistorey Facade</i> .....	47
Figura 3.17. Fachada con ventilación vertical y horizontal. Oficinas de Gotz, Wurzburg (Alemania).....	49
Figura 3.18. DFAV utilizada como precalentador central del aire de suministro (invierno).....	55
Figura 3.19. DFAV utilizada como conducto de extracción.....	55
Figura 3.20. DFAV utilizada como suministrador individual de aire precalentado.....	56
Figura 3.21. DFAV utilizada como extractor central del sistema de ventilación.....	56
Figura 3.22. Coeficientes de reflexión, absorción y transmisión de energía en un vidrio simple.....	62
Figura 3.23. Componentes de un doble acristalamiento convencional.....	65
Figura 3.24 y Figura 3.25. Doble acristalamiento con tratamiento de baja emisividad en la cara 3.....	66

Figura 3.26 y Figura 3.27. Doble acristalamiento con tratamiento de baja emisividad en la cara 2.....	66
Figura 3.48. Efecto del coeficiente U en la temperatura de la cara interior del vidrio.....	67
Figura 3.29. Efecto invernadero en una doble fachada de vidrio.....	70
Figura 3.30. Representación del efecto chimenea causado por la flotabilidad térmica del aire en la cavidad de una DFAV ventilada naturalmente.....	72
Figura 4.1. Modos de transferencia de calor: conducción, convección y radiación.....	82
Figura 4.2. Transferencia unidimensional de calor por conducción.....	82
Figura 4.3. Desarrollo de la capa límite de velocidad y evolución de la capa límite térmica sobre una placa isotérmica.....	83
Figura 4.4. Radiación de una superficie con emisividad $\varepsilon$ .....	84
Figura 4.5. Radiación sobre una superficie semitransparente.....	85
Figura 4.6. Balance de energía en la superficie de un medio.....	87
Figura 4.7. Esquematización de un sistema y su entorno.....	87
Figura 4.8. Interacción del sistema con su entorno.....	87
Figura 4.9. Relación entre ganancias y cargas térmicas.....	88
Figura 4.10. Modelización simplificada del sistema edificio.....	89
Figura 4.11. Balance global de energía en un edificio.....	91
Figura 4.12. Esquema de la envolvente térmica de un edificio.....	93
Figura 4.13. Cálculo de la transmitancia térmica U en un cerramiento formado por capas.....	94
Figura 5.1. Esquema de resolución mediante CFD.....	111
Figura 6.1. Temperatura media en una sección de la DFAV, en función del esquema de ventilación aplicado.....	124
Figura 6.2. Superficies ópticas consideradas en el análisis de la DFAV.....	125
Figura 6.3. Perfiles de temperatura y flujos de calor en la DFAV.....	127
Figura 6.4. Volúmenes diferenciales de DFAV a analizar. Esquemas de ventilación vertical y horizontal.....	128
Figura 6.5. Esquema de flujos de calor y temperaturas en el modelo considerando la resistencia térmica de los vidrios.....	138
Figura 6.6. Modelador del edificio: proceso de creación del modelo 3D.....	145
Figura 6.7: Programa de simulación. Definición de los elementos constructivos.....	146
Figura 6.8: Zonas del grupo de salida de la DFAV del módulo de estudio.....	147
Figura 6.9: Resultados obtenidos para la zona de la DFAV del módulo de estudio.....	147
Figura 6.10. Localización de Barcelona en Europa.....	147
Figura 6.11. Edificio con fachada acristalada aislado.....	150
Figura 6.12. Edificio con fachada acristalada entre medianeras.....	150
Figura 6.13. Modelo en 3D realizado con el programa TAS.....	150
Figura 6.14. Vista 3D del módulo de estudio, con el edificio adyacente marcado en rosa.....	151

Figura 6.15. Vista 3D del módulo de DFAV a analizar.....	152
Figura 6.16. Zonificación del modelo. Vista en planta del módulo de estudio. En amarillo la zona perimetral y en naranja la zona interior, según ASHRAE. En rosa, la DFAV. En rojo, las zonas de entrada y salida de ésta. En gris, el edificio anexo.....	155
Figura 6.17. Zonificación del modelo. Vista en planta del módulo de estudio. En marrón la zona perimetral, en amarillo la zona de fachada y en naranja la zona ocupada, según RITE. En rosa, la DFAV. En rojo, las zonas de entrada y salida de ésta. En gris, el edificio anexo.....	155
Figura 6.18. Esquema de una posible alternativa constructiva para el sistema de ventilación forzada de la entrepel de la DFAV.....	162
Figura 7.1. Estrategia de simulación para optimizar el comportamiento termoenergético de la DFAV analizada.....	169
Figura 8.1. Demanda anual total (calefacción, refrigeración, suma de cargas solares y cargas internas) para el edificio de estudio. Caso sin ventilación. Orientación Sur.....	190
Figura 8.2. Demanda mensual total (calefacción, refrigeración, suma de cargas solares y cargas internas) para el edificio de estudio. Caso sin ventilación. Orientación Sur.....	190
Figuras 8.3 y 8.4. Evolución de las cargas de calefacción y refrigeración frente a la temperatura externa. Caso sin ventilación. Orientación Sur. Período de refrigeración (Figura 8.3) y Período de calefacción (Figura 8.4).....	191
Figura 8.5. Demanda anual total (calefacción, refrigeración, suma de cargas solares y cargas internas) para el edificio de estudio. Caso sin ventilación. Orientación Este.....	192
Figura 8.6. Demanda mensual total (calefacción, refrigeración, suma de cargas solares y cargas internas) para el edificio de estudio. Caso sin ventilación. Orientación Este.....	192
Figura 8.7. Demanda anual total (calefacción, refrigeración, suma de cargas solares y cargas internas) para el edificio de estudio. Caso sin ventilación. Orientación Oeste.....	193
Figura 8.8. Demanda mensual total (calefacción, refrigeración, suma de cargas solares y cargas internas) para el edificio de estudio. Caso sin ventilación. Orientación Oeste.....	193
Figura 8.9. Demanda anual total (calefacción, refrigeración, suma de cargas solares y cargas internas) para el edificio de estudio. Caso sin ventilación. Orientación Norte.....	194
Figura 8.10. Demanda mensual total (calefacción, refrigeración, suma de cargas solares y cargas internas) para el edificio de estudio. Caso sin ventilación. Orientación Norte.....	194
Figura 8.11. Demandas de climatización global del edificio de estudio. Día crítico verano. Orientación Sur.....	202
Figura 8.12. Cargas térmicas y demandas de climatización del módulo de estudio. Día crítico verano. Orientación Sur.....	202
Figura 8.13. Cargas térmicas y demandas de climatización del módulo de estudio. Día crítico verano. Orientación Este.....	203
Figura 8.14. Cargas térmicas y demandas de climatización del módulo de estudio. Día crítico verano. Orientación Oeste.....	204
Figura 8.15. Cargas térmicas y demandas de climatización del módulo de estudio. Día crítico verano. Orientación Norte.....	204
Figura 8.16. Temperaturas del aire, radiantes y resultantes para el edificio de estudio. Día crítico verano. Orientación Sur.....	205

Figura 8.17. Temperaturas del aire, radiantes y resultantes del módulo de estudio (zona ocupada). Día crítico verano. Orientación Sur.....	205
Figura 8.18. Temperaturas del aire, radiantes y resultantes del módulo de estudio (DFAV). Día crítico verano. Orientación Sur.....	206
Figura 8.19. Temperaturas interiores del vidrio para el edificio de estudio. Día crítico verano. Orientación Sur.....	206
Figura 8.20. Temperaturas interiores y exteriores del vidrio para el módulo de estudio. Día crítico verano. Orientación Sur.....	207
Figura 8.21. Temperaturas del aire, radiantes y resultantes del módulo de estudio (zona ocupada). Día crítico verano. Orientación Este.....	207
Figura 8.22. Flujos de calor a través del vidrio interior del módulo de estudio. Día crítico verano. Orientación Sur.....	209
Figura 8.23. Demandas de climatización global del edificio de estudio. Día crítico invierno. Orientación Sur.....	211
Figura 8.24. Cargas térmicas y demandas de climatización del módulo de estudio. Día crítico invierno. Orientación Sur.....	212
Figura 8.25. Cargas térmicas y demandas de climatización del módulo de estudio. Día crítico invierno. Orientación Este.....	212
Figura 8.26. Cargas térmicas y demandas de climatización del módulo de estudio. Día crítico invierno. Orientación Oeste.....	213
Figura 8.27. Cargas térmicas y demandas de climatización del módulo de estudio. Día crítico invierno. Orientación Norte.....	214
Figura 8.28. Temperaturas del aire, radiantes y resultantes del módulo de estudio (zona ocupada). Día crítico invierno. Orientación Sur.....	214
Figura 8.29. Temperaturas interiores y exteriores del vidrio para el módulo de estudio. Día crítico invierno. Orientación Sur.....	215
Figura 8.30. Flujos de calor a través del vidrio interior del módulo de estudio. Día crítico invierno. Orientación Sur.....	217
Figura 8.31. Demanda anual total (calefacción, refrigeración, cargas solares y cargas internas) para el modelo con muro cortina. Orientación Sur.....	255
Figura 8.32 y Figura 8.33. Zonificación del modelo simplificado según ASHRAE. En amarillo, la zona perimetral. En naranja, la zona interior.....	261
Figura 8.34. Temperaturas (aire, radiante y resultante) para la Zona interior y la Zona perimetral. Día crítico verano.....	261
Figura 8.35. Temperaturas (aire, radiante y resultante) para la Zona interior y la Zona perimetral. Día crítico invierno.....	261
Figura 8.36. Cargas solares y Demandas de refrigeración para la Zona interior y la Zona perimetral. Día crítico verano.....	262
Figura 8.37. Cargas solares y Demandas de calefacción para la Zona interior y la Zona perimetral. Día crítico invierno.....	262
Figura 8.38 y Figura 8.39. Zonificación del modelo simplificado según RITE. En marrón, la zona perimetral. En amarillo, la zona de fachada. En naranja, la zona ocupada.....	263
Figura 8.40 y 8.41. Modelo simplificado con profundidad de 15 metros.....	265

Figura 8.42. Estratificación de la temperatura resultante en el modelo simplificado.....	266
Figura 8.43 y 8.44. Evolución horaria anual del PMV. Caso Muro cortina y DFAV sin ventilar (Sur).....	269
Figura 8.45 y 8.46. Evolución horaria anual del PMV. DFAV ventilación exterior y DFAV ventilación mixta (Sur).....	269
Figura 8.47. Evolución horaria anual del PMV. DFAV ventilación mixta con vidrio interior bajo emisivo (Sur).....	270
Figura 8.48 y 8.49. Evolución horaria anual del PPD. Caso Muro cortina y DFAV sin ventilar (Sur).....	270
Figura 8.50 y 8.51. Evolución horaria anual del PPD. DFAV ventilación exterior y DFAV ventilación mixta (Sur).....	271
Figura 8.52. Evolución horaria anual del PPD. DFAV ventilación mixta con vidrio interior bajo emisivo (Sur).....	271





## LISTADO DE TABLAS

Tabla 3.1. Ventajas e inconvenientes de las diferentes tipologías de DFAV.....	48
Tabla 4.1. Sentido de los flujos de energía que componen el balance simplificado del edificio.....	90
Tabla 4.2. Resistencias térmicas superficiales de particiones interiores en $m^2 \cdot K/W$ .....	92
Tabla 6.1. Coeficiente de convección para diferentes saltos térmicos según Alamdari y Hammond.....	140
Tabla 6.2. Coeficiente de convección para diferentes saltos térmicos según simplificación de Alamdari y Hammond.....	140
Tabla 6.3. Coeficiente de convección para diferentes saltos térmicos según ASHRAE.....	140
Tabla 6.4. Coeficiente de convección para diferentes saltos térmicos según ASHRAE para grandes superficies.....	141
Tabla 6.5. Coeficiente de radiación para diferentes saltos térmicos y temperaturas $T_1$ y $T_2$ .....	141
Tabla 6.6. Rangos de variación de los coeficientes de transmisión de calor en función del salto térmico, para las diferentes fuentes consultadas.....	141
Tabla 6.7. Cargas internas en edificios de oficinas según las reglamentaciones consultadas.....	156
Tabla 6.8. Ratios de ocupación para edificios de oficinas según las reglamentaciones consultadas.....	156
Tabla 6.9. Caudal mínimo de aire exterior a aportar en edificios de oficinas según las reglamentaciones consultadas.....	156
Tabla 6.10. Estanqueidad al aire máxima para edificios de oficinas según las reglamentaciones consultadas.....	156
Tabla 6.11. Cargas internas aplicadas al modelo simulado.....	158
Tabla 6.12. Fracciones radiativas y convectivas consideradas para las cargas internas aplicadas al modelo simulado.....	159
Tabla 6.13. Condiciones ambientales interiores (temperatura y humedad relativa) para edificios de oficinas según las reglamentaciones consultadas.....	159
Tabla 6.14. Transmitancia térmica y factor solar de los elementos constructivos empleados en el modelo simulado.....	161
Tabla 7.1. y Tabla 7.2. Datos climáticos y ambientales (15:00h día 4 septiembre) y coeficientes de transmisión de calor medios empleados en la comparativa de modelos....	171
Tabla 7.3. Características ópticas de los vidrios empleados en la comparativa de modelos.....	171
Tabla 7.4. Valores de temperatura superficial de los vidrios, temperatura del aire a la salida y flujo de calor obtenidos en el modelo simulado para diferentes caudales de ventilación.....	171

Tabla 7.5. Valores de temperatura de los vidrios, temperatura del aire a la salida y flujo de calor obtenidos en el modelo analítico para diferentes caudales de ventilación. Caso coeficientes de transmisión de calor medios (primera fila) y coeficientes exactos utilizados por TAS (procedimiento iterativo, segunda fila).....	171
Tabla 7.6. Comparativa entre los resultados obtenidos en el modelo simulado con TAS y en el modelo analítico, para los diferentes caudales de ventilación analizados.....	172
Tabla 7.7. Valores de temperatura de los vidrios y la temperatura del aire a la salida obtenidos en el modelo analítico para los caudales de ventilación analizados. Resultados teniendo en cuenta la resistencia del vidrio.....	172
Tabla 7.8. Comparativa entre los resultados obtenidos en el modelo de simulación y en el analítico, para los caudales de ventilación analizados. Resultados teniendo en cuenta la resistencia del vidrio.....	172
Tabla 8.1. Frecuencias (horas) para la temperatura resultante del edificio de estudio. Caso temperatura máxima aire climatización 26°C y DFAV sin ventilar.....	178
Tabla 8.2. Frecuencias (horas) para la temperatura resultante del edificio de estudio. Caso temperatura máxima aire climatización 25°C y DFAV sin ventilar.....	179
Tabla 8.3. Frecuencias (horas) para la temperatura resultante del edificio de estudio. Caso temperatura máxima aire climatización 24°C y DFAV sin ventilar.....	179
Tabla 8.4. Frecuencias (horas) para la temperatura resultante del edificio de estudio. Caso temperatura máxima aire climatización 24°C y DFAV ventilada con aire de recirculación interior.....	180
Tabla 8.5. Frecuencias (horas) para la temperatura resultante del edificio de estudio. Caso temperatura máxima aire climatización 24°C y DFAV con ventilación mixta a caudal bajo.....	181
Tabla 8.6. Frecuencias (horas) para la temperatura resultante del edificio de estudio. Caso temperatura máxima aire climatización 24°C y DFAV con ventilación mixta a caudal alto.....	182
Tabla 8.7. Frecuencias (horas) para la temperatura resultante del edificio de estudio. Caso temperatura máxima aire climatización 24°C y DFAV con ventilación mixta a caudal muy alto.....	182
Tabla 8.8. Demandas de climatización y totales asociadas a los casos planteados en las Tablas 8.1 a 8.7.....	182
Tabla 8.9. Temperaturas ambientales (seca, radiante y resultante) y temperaturas superficiales del módulo de estudio. Caso día crítico verano y DFAV sin ventilación.....	184
Tabla 8.10. Cargas interiores y de climatización para el módulo de estudio. Caso día crítico verano y DFAV sin ventilación.....	184
Tabla 8.11. Transmisión de calor a través de las paredes opacas del módulo de estudio. Caso día crítico verano y DFAV sin ventilación.....	185
Tabla 8.12. Transmisión de calor a través de la piel interior de la DFAV del módulo de estudio. Caso día crítico verano y DFAV sin ventilación.....	185
Tabla 8.13. Transmisión de calor por metro cuadrado a través de los cerramientos del módulo de estudio. Caso día crítico verano y DFAV sin ventilación.....	185

Tabla 8.14. Demandas de calefacción y refrigeración (anuales, pico y por metro cuadrado) para las diferentes zonas del edificio de estudio, y día y hora de la carga pico en cada caso. Calendario incluyendo los festivos. Orientación Sur.....	186
Tabla 8.15. Demandas de calefacción y refrigeración (anuales, pico y por metro cuadrado) para las diferentes zonas del edificio de estudio, y día y hora de la carga pico en cada caso. Calendario sin incluir festivos. Orientación Sur.....	187
Tabla 8.16. Demandas de calefacción y refrigeración (anuales y por metro cuadrado) para el edificio de estudio. Orientación Sur.....	187
Tabla 8.17. Demandas de calefacción y refrigeración (anuales, pico y por metro cuadrado) para las diferentes zonas del edificio de estudio, y día y hora de la carga pico en cada caso. Orientación Este.....	188
Tabla 8.18. Demandas de calefacción y refrigeración (anuales y por metro cuadrado) para el edificio de estudio. Orientación Este.....	188
Tabla 8.19. Demandas de calefacción y refrigeración (anuales, pico y por metro cuadrado) para las diferentes zonas del edificio de estudio, y día y hora de la carga pico en cada caso. Orientación Oeste.....	188
Tabla 8.20. Demandas de calefacción y refrigeración (anuales y por metro cuadrado) para el edificio de estudio. Orientación Oeste.....	189
Tabla 8.21. Demandas de calefacción y refrigeración (anuales, pico y por metro cuadrado) para las diferentes zonas del edificio de estudio, y día y hora de la carga pico en cada caso. Orientación Norte.....	189
Tabla 8.22. Demandas de calefacción y refrigeración (anuales y por metro cuadrado) para el edificio de estudio. Orientación Norte.....	189
Tabla 8.23. Cargas pico de calefacción (total y por metro cuadrado) para el edificio de estudio. Caudal de ventilación nulo. Orientación Sur.....	195
Tabla 8.24. Cargas pico de calefacción (total y por metro cuadrado) para las zonas ocupadas del edificio de estudio. Caudal de ventilación nulo. Orientación Sur.....	195
Tabla 8.25. Cargas pico de refrigeración (total y por metro cuadrado) para el edificio de estudio. Caudal de ventilación nulo. Orientación Sur.....	196
Tabla 8.26. Cargas pico de refrigeración (total y por metro cuadrado) para las zonas ocupadas del edificio de estudio. Caudal de ventilación nulo. Orientación Sur.....	196
Tabla 8.27. Cargas pico de calefacción (total y por metro cuadrado) para el edificio de estudio. Caudal de ventilación nulo. Orientación Este.....	197
Tabla 8.28. Cargas pico de calefacción (total y por metro cuadrado) para las zonas ocupadas del edificio de estudio. Caudal de ventilación nulo. Orientación Este.....	197
Tabla 8.29. Cargas pico de refrigeración (total y por metro cuadrado) para el edificio de estudio. Caudal de ventilación nulo. Orientación Este.....	197
Tabla 8.30. Cargas pico de refrigeración (total y por metro cuadrado) para las zonas ocupadas del edificio de estudio. Caudal de ventilación nulo. Orientación Este.....	198
Tabla 8.31. Cargas pico de calefacción (total y por metro cuadrado) para el edificio de estudio. Caudal de ventilación nulo. Orientación Oeste.....	198
Tabla 8.32. Cargas pico de calefacción (total y por metro cuadrado) para las zonas ocupadas del edificio de estudio. Caudal de ventilación nulo. Orientación Oeste.....	198

Tabla 8.33. Cargas pico de refrigeración (total y por metro cuadrado) para el edificio de estudio. Caudal de ventilación nulo. Orientación Oeste.....	198
Tabla 8.34. Cargas pico de refrigeración (total y por metro cuadrado) para las zonas ocupadas del edificio de estudio. Caudal de ventilación nulo. Orientación Oeste.....	199
Tabla 8.35. Cargas pico de calefacción (total y por metro cuadrado) para el edificio de estudio. Caudal de ventilación nulo. Orientación Norte.....	199
Tabla 8.36. Cargas pico de calefacción (total y por metro cuadrado) para las zonas ocupadas del edificio de estudio. Caudal de ventilación nulo. Orientación Norte.....	199
Tabla 8.37. Cargas pico de refrigeración (total y por metro cuadrado) para el edificio de estudio. Caudal de ventilación nulo. Orientación Norte.....	199
Tabla 8.38. Cargas pico de refrigeración (total y por metro cuadrado) para las zonas ocupadas del edificio de estudio. Caudal de ventilación nulo. Orientación Norte.....	199
Tabla 8.39. Cargas pico de refrigeración (total y por metro cuadrado) para el módulo de estudio. Caudal de ventilación nulo. Comparativa entre orientaciones.....	200
Tabla 8.40. Frecuencias (horas) para la temperatura resultante del edificio de estudio. Caudal de ventilación nulo. Orientación Sur.....	200
Tabla 8.41. Frecuencias (horas) para la temperatura resultante del edificio de estudio. Caudal de ventilación nulo. Orientación Este.....	200
Tabla 8.42. Frecuencias (horas) para la temperatura resultante del edificio de estudio. Caudal de ventilación nulo. Orientación Oeste.....	201
Tabla 8.43. Frecuencias (horas) para la temperatura resultante del edificio de estudio. Caudal de ventilación nulo. Orientación Norte.....	201
Tabla 8.44. Cargas pico de calefacción (total y por metro cuadrado) para las zonas ocupadas del edificio de estudio. Ventilación por recirculación interior. Orientación Sur.....	221
Tabla 8.45. Cargas pico de refrigeración (total y por metro cuadrado) para las zonas ocupadas del edificio de estudio. Ventilación por recirculación interior. Orientación Sur.....	221
Tabla 8.46. Cargas pico de calefacción (total y por metro cuadrado) para las zonas ocupadas del edificio de estudio. Ventilación por recirculación interior. Orientación Este...	222
Tabla 8.47. Cargas pico de refrigeración (total y por metro cuadrado) para las zonas ocupadas del edificio de estudio. Ventilación por recirculación interior. Orientación Este...	222
Tabla 8.48. Cargas pico de calefacción (total y por metro cuadrado) para las zonas ocupadas del edificio de estudio. Ventilación por recirculación interior. Orientación Oeste.....	222
Tabla 8.49. Cargas pico de refrigeración (total y por metro cuadrado) para las zonas ocupadas del edificio de estudio. Ventilación por recirculación interior. Orientación Oeste.....	223
Tabla 8.50. Cargas pico de calefacción (total y por metro cuadrado) para las zonas ocupadas del edificio de estudio. Ventilación por recirculación interior. Orientación Norte.....	223
Tabla 8.51. Cargas pico de refrigeración (total y por metro cuadrado) para las zonas ocupadas del edificio de estudio. Ventilación por recirculación interior. Orientación Norte.....	223
Tabla 8.52. Frecuencias (horas) para la temperatura resultante del edificio de estudio. Ventilación por recirculación interior. Orientación Sur.....	224

Tabla 8.53. Frecuencias (horas) para la temperatura resultante del edificio de estudio. Ventilación por recirculación interior. Orientación Este.....	224
Tabla 8.54. Frecuencias (horas) para la temperatura resultante del edificio de estudio. Ventilación por recirculación interior. Orientación Oeste.....	224
Tabla 8.55. Frecuencias (horas) para la temperatura resultante del edificio de estudio. Ventilación por recirculación interior. Orientación Norte.....	225
Tabla 8.56. Cargas pico de calefacción (total y por metro cuadrado) para las zonas ocupadas del edificio de estudio. Ventilación mixta. Orientación Sur.....	233
Tabla 8.57. Cargas pico de refrigeración (total y por metro cuadrado) para las zonas ocupadas del edificio de estudio. Ventilación mixta. Orientación Sur.....	233
Tabla 8.58. Cargas pico de calefacción (total y por metro cuadrado) para las zonas ocupadas del edificio de estudio. Ventilación mixta. Orientación Este.....	234
Tabla 8.59. Cargas pico de refrigeración (total y por metro cuadrado) para las zonas ocupadas del edificio de estudio. Ventilación mixta. Orientación Este.....	234
Tabla 8.60. Cargas pico de calefacción (total y por metro cuadrado) para las zonas ocupadas del edificio de estudio. Ventilación mixta. Orientación Oeste.....	234
Tabla 8.61. Cargas pico de refrigeración (total y por metro cuadrado) para las zonas ocupadas del edificio de estudio. Ventilación mixta. Orientación Oeste.....	235
Tabla 8.62. Cargas pico de calefacción (total y por metro cuadrado) para las zonas ocupadas del edificio de estudio. Ventilación mixta. Orientación Norte.....	235
Tabla 8.63. Cargas pico de refrigeración (total y por metro cuadrado) para las zonas ocupadas del edificio de estudio. Ventilación mixta. Orientación Norte.....	235
Tabla 8.64. Frecuencias (horas) para la temperatura resultante del edificio de estudio. Ventilación mixta. Orientación Sur.....	236
Tabla 8.65. Frecuencias (horas) para la temperatura resultante del edificio de estudio. Ventilación mixta. Orientación Este.....	236
Tabla 8.66. Frecuencias (horas) para la temperatura resultante del edificio de estudio. Ventilación mixta. Orientación Oeste.....	236
Tabla 8.67. Frecuencias (horas) para la temperatura resultante del edificio de estudio. Ventilación mixta. Orientación Norte.....	237
Tabla 8.68. Demandas de climatización, cargas pico y frecuencias (valores globales y variaciones respecto al caso base). Ventilación mixta: caudal medio, alto y muy alto. Orientación Sur.....	244
Tabla 8.69. Demandas de climatización, cargas pico y frecuencias (valores globales y variaciones respecto al caso base). Ventilación mixta: caudal medio, alto y muy alto. Orientación Este.....	245
Tabla 8.70. Demandas de climatización, cargas pico y frecuencias (valores globales y variaciones respecto al caso base). Ventilación mixta: caudal medio, alto y muy alto. Orientación Oeste.....	246
Tabla 8.71. Demandas de climatización, cargas pico y frecuencias (valores globales y variaciones respecto al caso base). Ventilación mixta: caudal medio, alto y muy alto. Orientación Norte.....	247
Tabla 8.72. Demandas de climatización del modelo reducido en función de la estrategia de ventilación mixta variable empleada.....	250

Tabla 8.73. Demandas de climatización, cargas pico y frecuencias (valores globales y variaciones respecto al caso sin ventilación y al caso con ventilación mixta a caudal muy alto). Ventilación mixta a caudal variable óptimo. Orientación Sur.....	251
Tabla 8.74. Demandas de climatización, cargas pico y frecuencias (valores globales y variaciones respecto al caso sin ventilación y al caso con ventilación mixta a caudal muy alto). Ventilación mixta a caudal variable óptimo. Orientación Este.....	252
Tabla 8.75. Demandas de climatización, cargas pico y frecuencias (valores globales y variaciones respecto al caso sin ventilación y al caso con ventilación mixta a caudal muy alto). Ventilación mixta a caudal variable óptimo. Orientación Oeste.....	253
Tabla 8.76. Demandas de climatización, cargas pico y frecuencias (valores globales y variaciones respecto al caso sin ventilación y al caso con ventilación mixta a caudal muy alto). Ventilación mixta a caudal variable óptimo. Orientación Norte.....	253
Tabla 8.77. Demandas de climatización, cargas pico y frecuencias (valores globales y variaciones respecto al caso sin ventilación y al caso con ventilación variable óptima). Modelo con muro cortina. Orientación Sur.....	254
Tabla 8.78. Demandas de climatización, cargas pico y frecuencias (valores globales y variaciones respecto al caso sin ventilación y al caso con ventilación variable óptima). Modelo con muro cortina. Orientación Este.....	256
Tabla 8.79. Demandas de climatización, cargas pico y frecuencias (valores globales y variaciones respecto al caso sin ventilación y al caso con ventilación variable óptima). Modelo con muro cortina. Orientación Oeste.....	256
Tabla 8.80. Demandas de climatización, cargas pico y frecuencias (valores globales y variaciones respecto al caso sin ventilación y al caso con ventilación variable óptima). Modelo con muro cortina. Orientación Norte.....	257
Tabla 8.81. Demandas de climatización para cada orientación al sustituir el vidrio interior de la DFAV por un vidrio bajo emisivo.....	258
Tabla 8.82. Demandas de climatización para cada orientación al sustituir el vidrio exterior de la DFAV por un vidrio transparente.....	259
Tabla 8.83. Demandas globales de climatización, Carga solar y Cargas internas para la zonificación propuesta por ASHRAE.....	263
Tabla 8.84. Demandas globales de climatización, Carga solar y Cargas internas para la zonificación indicada en el RITE.....	264
Tabla 8.85. Relación entre carga solar y cargas interiores de las zonas en función de la profundidad de los espacios. Modelo simplificado con profundidad de 15 metros.....	265
Tabla 8.86. Escala de sensación térmica en función del valor del índice PMV.....	268
Tabla 8.87. Rangos y valores pico del PMV (en rojo, rango de confort) para los casos analizados (Sur) .....	270
Tabla 8.88. Rangos y valores pico del PPD para los casos analizados (Sur).....	271
Tabla 8.89. Rangos y valores pico del PMV (en rojo, rango de confort) para los casos analizados (Este) .....	272
Tabla 8.90. Rangos y valores pico del PPD para los casos analizados (Este).....	272
Tabla 8.91. Rangos y valores pico del PMV (en rojo, rango de confort) para los casos analizados (Oeste) .....	273
Tabla 8.92. Rangos y valores pico del PPD para los casos analizados (Oeste).....	273

Tabla 8.93. Rangos y valores pico del PMV (en rojo, rango de confort) para los casos analizados (Norte) .....	274
Tabla 8.94. Rangos y valores pico del PPD para los casos analizados (Norte).....	274





## Capítulo 1

# INTRODUCCIÓN

### 1.1 ANTECEDENTES

El diseño de edificios siguiendo criterios de sostenibilidad y eficiencia energética se ha convertido en un imperativo en los países desarrollados, sobre todo a raíz de la Directiva europea 2010/31/UE sobre Eficiencia Energética en los Edificios, cuyo objetivo para el año 2019 es el de conseguir *zero-emission buildings*, es decir, edificios cuyo impacto sobre el entorno sea casi nulo, al ser autosuficientes energéticamente y no emitir gases de efecto invernadero.

La investigación que a continuación se presenta pretende, en respuesta a esta corriente, analizar el potencial de la Doble Fachada Acristalada (DFA) aplicada en entornos mediterráneos como una posible estrategia de diseño energéticamente eficiente que mejore el comportamiento de las tradicionales fachadas de vidrio de uso tan extendido en los edificios de oficinas y comerciales de las grandes ciudades.

El estudio de la implantación de la DFA y su comportamiento, tanto en edificios nuevos como en rehabilitaciones de edificios existentes, ha sido un tema tratado extensamente en la última década (Oesterle et al. 2001; Stec y van Paassen 2001, 2002, 2003; Saelens 2002; Poirazis 2004). No obstante, la literatura disponible en relación al comportamiento energético de las fachadas de doble piel está muy restringida a casos de regiones de clima frío y templado de Europa y América del Norte. En ese contexto pueden encontrarse casos de aplicación eficiente a nivel energético, tal y como exponen diversos autores (Faist 1998; Oesterle et al. 2001; Compagno 2002; Lee et al. 2002).

Sin embargo, dicha eficiencia en el uso de dobles fachadas en climas cálidos no está tan bien documentada. De hecho, las experiencias de aplicación de DFA en zonas de clima

mediterráneo (con inviernos de temperatura moderada y veranos cálidos y húmedos) arrojan problemas de funcionamiento, sobre todo durante la estación cálida, debido al sobrecalentamiento de la entreepiel causado por la elevada radiación solar característica de este tipo de clima (Gratia y De Herde 2004, 2007; Faggembauu 2006; Baldinelli 2009; Guardo et al. 2009).

Este fenómeno ocasiona que sea necesario un coste energético extra para obtener unas condiciones de confort adecuadas en el interior del edificio, cosa que va claramente en contra de los objetivos marcados por la Directiva europea antes mencionada.

Desafortunadamente, todavía existen relativamente pocos ejemplos de edificios con esta tipología de fachada en el entorno mediterráneo, de manera que aún no se ha llegado a determinar de forma exhaustiva su comportamiento energético, ni cómo evitar los resultados poco satisfactorios expuestos. Los casos estudiados sugieren que no existen unas pautas genéricas de aplicación, y que la elección de la mejor tipología de DFA debe establecerse según las condiciones específicas de cada localización y de sus características ambientales particulares.

El estudio de la DFA requiere de una investigación exhaustiva de los fenómenos de transferencia de calor y fluidodinámicos involucrados. La evaluación de su comportamiento a través de experimentación presenta el inconveniente de conducir a campañas muy costosas en las que usualmente se presentan dificultades para medir los parámetros de influencia de la fachada, dado que es complejo realizar ensayos estratificados completos. Por su parte, las campañas experimentales realizadas en laboratorio y basadas en módulos de pruebas tienen la ventaja de disponer de un ambiente totalmente controlado, que permite comprobar diferentes soluciones constructivas de forma equitativa. Sin embargo, tienen la limitación de no determinar de qué manera se comportará el elemento de fachada testado una vez esté colocado en un edificio real, ya que es inviable la construcción de un módulo de pruebas completo a escala real.

Para dar respuesta a las dificultades asociadas al procedimiento experimental, y gracias a la mejora de la potencia de cálculo de los ordenadores en los últimos años, han aparecido métodos que permiten abordar el problema de analizar el comportamiento de la DFA a través de la definición de modelos matemáticos que simplifican el modelo real. En esta línea, el uso de programas de simulación térmica zonal y multizonal, así como la utilización de programas de dinámica de fluidos computacional (CFD), se han destacado como herramientas útiles a la hora de modelizar los fenómenos fluidodinámicos y de transferencia de calor asociados a la DFA (Chen 2009).

Estos métodos permiten, a través de una discretización más o menos refinada de las diferentes zonas del edificio, obtener las distribuciones de temperatura o las temperaturas medias del aire y de las superficies implicadas, las velocidades del fluido en la entreepiel y en el interior del edificio, así como la magnitud de los flujos de calor presentes en el edificio y su demanda energética, entre otros parámetros de interés.

Los resultados presentados en esta tesis, obtenidos mediante el uso de un programa de simulación térmica zonal, pretenden conducir a la definición de la tipología óptima –a nivel de comportamiento termoenergético– de ventilación de la doble fachada acristalada para ciertos casos de aplicación concretos, lo que puede resultar de gran ayuda para el arquitecto a la hora de diseñar la fachada de un edificio con esta tipología constructiva.

## 1.2 OBJETIVOS DE LA TESIS

### 1.2.1 Objetivo general

El objetivo general de esta tesis se centra en la optimización del comportamiento térmico y energético de una doble fachada acristalada con ventilación forzada (DFAV) horizontal y configuración constructiva fija, para su aplicación en edificios de oficinas localizados en zonas de clima mediterráneo. Dicha optimización pretende resolver los posibles problemas de sobrecalentamiento en el interior del edificio generados cuando se aplica esta tipología de fachada en climas de alta radiación solar.

La ventilación de la entrepiel de la fachada, que es la encargada de la evacuación del exceso de calor de la misma, se supone a cargo de un sistema de recirculación del aire de climatización expulsado del edificio. El caudal máximo que es posible inyectar en la entrepiel gracias a este procedimiento viene definido por las dimensiones del espacio interior adyacente a la fachada, según parámetros establecidos por el RITE (Reglamento de Instalaciones Térmicas en los Edificios). Este sistema puede ser complementado, en caso de requerirse una mayor extracción de calor, por un equipo auxiliar que mediante la impulsión de aire exterior permita aumentar el caudal de aire a través de la entrepiel.

En relación con la tipología de ventilación forzada de la entrepiel, ésta se ha escogido siguiendo la estrategia presentada por Guardo et al. (2011), que sitúan a lo largo de toda la altura de la planta del edificio una serie de ventiladores que fuerzan el movimiento horizontal del aire, de manera que éste se combina con el flujo vertical producido por la convección natural. Los autores demuestran que, dentro de la ventilación forzada, la impulsión horizontal del aire resulta más eficiente a nivel de evacuación de calor que la vertical empleada tradicionalmente.

El proceso de optimización se ha llevado a cabo a través de una serie de simulaciones realizadas con el software TAS (*Thermal Analysis Simulation*), que han permitido determinar el caudal de ventilación óptimo de la entrepiel, así como su origen –recirculación del aire climatizado o mezcla con aire de aportación exterior–, para las condiciones climáticas exteriores de Barcelona correspondientes con un año típico. Este patrón de ventilación óptimo se ha definido para cada hora de cada día del año típico simulado, y ha sido determinado en función de las condiciones ambientales exteriores (temperatura y radiación solar) e interiores (temperatura).

Para llegar al modo óptimo de ventilación, se ha analizado el comportamiento térmico de la doble fachada del edificio objeto a través del estudio de las temperaturas resultantes alcanzadas en su entrepiel y en los vidrios que la componen, así como del flujo de calor transmitido a través de la DFAV hacia el interior del edificio. Se ha valorado la repercusión de estos parámetros sobre la demanda anual de refrigeración y calefacción del edificio, realizando un análisis de diferentes estrategias de ventilación forzada de la entrepiel, además de considerando cuatro orientaciones posibles para los espacios a climatizar: Norte, Sur, Este y Oeste.

Respecto a la validación del modelo de simulación realizado, no ha sido posible encontrar un caso base de prueba para ser reproducido que presente un nivel de similitud adecuado respecto al objetivo final de estudio. Los casos más similares (Manz, Schaelein y Simmler (2004)) presentan diferencias notables, tanto a nivel de dimensiones del módulo simulado como del tipo de ventilación empleada. Por ello se ha empleado un modelo analítico

simplificado –desarrollado a partir de las ecuaciones fundamentales de transferencia de calor–, que se ha evaluado en diversos puntos característicos del dominio para verificar aproximadamente la exactitud de los resultados obtenidos a través de las simulaciones realizadas. Dicho desarrollo numérico ha sido realizado para estimar el comportamiento energético de cualquier DFAV, a partir de sus características constructivas y operativas básicas.

Se han analizado los resultados obtenidos en las diferentes simulaciones para el conjunto del edificio de estudio y para un módulo de fachada correspondiente a una única planta del mismo, suponiendo que se tiene una DFA del tipo *Corridor facade* (es decir, con una sectorización planta a planta). El análisis del resto de plantas se haría de forma análoga. La planta analizada es central, con el objetivo de eliminar como variables de estudio las pérdidas y ganancias energéticas a través de suelos en contacto con el terreno y techos en contacto con el ambiente exterior, al presentar estos elementos transmisiones de calor importantes. De este modo, se pretende valorar únicamente el efecto de la fachada sobre la demanda energética de los espacios analizados.

Los parámetros constructivos y geométricos empleados en el diseño del módulo de estudio se han determinado en base a la información suministrada por expertos en el área, pertenecientes a la empresa JG Ingenieros, y se corresponden con las características representativas de los edificios de oficinas presentes en el entorno de estudio. Además, se ha hecho una exhaustiva revisión de la literatura existente en el campo de las simulaciones energéticas de edificios de oficinas, para verificar que las dimensiones escogidas para el módulo fueran adecuadas. Para la definición de las cargas internas del edificio de estudio se han revisado diversas reglamentaciones nacionales (RITE, CTE, UNE-EN 13779) y estándares internacionales (ASHRAE) de referencia. En los casos en los que las reglamentaciones eran discrepantes, se ha optado por escoger los valores más críticos a nivel de demanda de climatización, siempre intentando establecer un modelo de oficina que fuera coherente y representativo de la realidad española. Por último, se han intentado armonizar los requerimientos técnicos para las fachadas ventiladas mecánicamente con la regulación edificatoria española (CTE), en aspectos relacionados con la eficiencia energética, el confort interno y la seguridad. Así, por ejemplo, se han considerado los valores límite exigidos para los parámetros característicos de los cerramientos y particiones interiores que componen la envolvente térmica del edificio, según la Exigencia Básica HE1 de Limitación de la Demanda Energética del CTE para la zona climática que nos ocupa.

En el modelo simulado se han analizado dos zonificaciones diferentes, la propuesta por el RITE, que divide los espacios interiores de trabajo en una zona ocupada y unas zonas perimetrales, y la propuesta por el estándar ASHRAE, que clasifica los espacios de trabajo de los edificios de oficinas según su pertenencia a dos zonas con comportamientos térmicos diferenciados: las zonas perimetrales y las zonas interiores. Se han analizado los resultados obtenidos en las simulaciones, en relación a las temperaturas resultantes, así como en relación con las cargas térmicas y las demandas de climatización –con sus respectivas proporciones radiantes y convectivas– asociadas a las dos zonificaciones, y se han comparado entre ellas para determinar cuál se ajusta más al comportamiento termoenergético real de los espacios interiores del edificio.

### 1.2.2 Objetivos específicos

Para alcanzar el objetivo general expuesto en el apartado anterior ha sido necesario cubrir los siguientes objetivos específicos:

- Análisis de las diferentes metodologías de modelización de DFAV presentes en la literatura, para seleccionar la más adecuada en función de las características del caso de estudio.
- Análisis de los mecanismos físicos de transmisión de calor que afectan a la DFAV.
- Análisis del enfoque normativo de dichos mecanismos, con la definición de los parámetros básicos que caracterizan la transmisión de calor en los elementos constructivos.
- Desarrollo analítico, a través de teoría de transferencia de calor, de un modelo simplificado que permite la estimación del comportamiento de la DFAV en función de sus características geométricas y operativas básicas. Este modelo, basado en diferencias finitas, parte de una discretización en una dimensión de la entrepiel y de las diferentes zonas de la fachada, y permite obtener los flujos de calor a través de la misma, así como las temperaturas en los diferentes puntos del dominio.
- Simplificación del caso de estudio y modelización del mismo mediante el software de simulación térmica TAS.
- Definición de la estrategia de simulación y comprobación de la bondad del modelo planteado (mediante aplicación de las ecuaciones analíticas desarrolladas).
- Comprobación de la idoneidad del límite superior para la temperatura del aire de climatización establecida por el RITE para la consecución de unas condiciones de confort térmico adecuadas.
- Comprobación de los flujos de calor secundarios que se establecen entre el edificio modelizado y los elementos adyacentes al mismo, a través de los elementos constructivos diferentes de la DFAV.
- Aplicación de la estrategia de simulación planteada para explorar todos los casos posibles de ventilación antes expuestos, determinando los parámetros a variar para establecer la influencia de los mismos en el comportamiento térmico y energético de la DFAV. La resolución de las diferentes simulaciones planteadas permite establecer el régimen de funcionamiento óptimo del sistema de ventilación forzada de la fachada.
- Comprobación de la influencia de las propiedades ópticas de los vidrios de la DFAV sobre el comportamiento termoenergético del modelo optimizado.
- Comprobación de la correspondencia de las dos zonificaciones simuladas con el comportamiento físico real del edificio, mediante la determinación de las proporciones convectivas y radiantes de las cargas térmicas resultantes en cada una de las zonas.
- Determinación de las dimensiones mínimas de oficina que hacen que el comportamiento termoenergético de la zona ocupada interior sea independiente de la fachada.

- Comprobación de la existencia de estratificación térmica en la altura libre de los espacios climatizados del edificio de estudio.
- Comprobación de las condiciones de confort térmico en el interior del edificio de estudio.

### 1.3 ALCANCE Y LIMITACIONES

Las simulaciones realizadas para la optimización del sistema de ventilación forzada de la DFAV permiten analizar únicamente el comportamiento termoenergético del modelo, lo que para alcanzar los objetivos planteados es suficiente. Sin embargo para analizar su comportamiento fluidodinámico, con el objetivo de determinar de manera precisa las distribuciones de temperaturas y velocidades del aire –tanto en el interior del módulo de estudio como en la entreepiel de la doble fachada–, sería necesario realizar un modelo en CFD del edificio analizado, cosa que queda fuera del alcance del presente trabajo.

Tampoco se ha llevado a cabo la especificación técnica detallada de los equipos de impulsión de aire empleados para la ventilación de la entreepiel de la fachada, tanto el de recirculación del aire de climatización como el equipo auxiliar.

Del mismo modo, se ha dejado para una posterior fase de investigación la realización de una o diversas propuestas de diseño constructivo, para su aplicación en un edificio de oficinas real con tipología constructiva estándar, que dé respuesta al dimensionado y a la implantación del sistema de ventilación óptimo analizado.

### 1.4 METODOLOGÍA UTILIZADA

La metodología empleada para la optimización térmica y energética de la DFAV con ventilación mecánica horizontal en clima mediterráneo se resume en la Figura 1.1. La aplicación de dicha metodología ha dado como resultado la obtención de los diferentes capítulos que estructuran la presente tesis.

En el **Capítulo 2** se presenta el estado del arte referente a los temas relacionados con Sostenibilidad y Construcción sostenible, tanto los más generales como otros más enfocados al análisis de la influencia de la envolvente edificatoria –y en particular de la fachada– en la eficiencia energética de los edificios.

A continuación, en el **Capítulo 3** se presenta el estado del arte referente a la Doble Fachada Acristalada, repasando aspectos como su historia, las diversas definiciones y clasificaciones existentes en la literatura, así como los aspectos técnicos principales de esta tipología de fachada. Seguidamente se realiza una extensa descripción del comportamiento energético y fluidodinámico de la DFAV y de cómo sus diferentes elementos y sistemas influyen en éste.

En el **Capítulo 4** se expone la concepción física y normativa de los mecanismos de transmisión de calor en edificios. Respecto al enfoque físico, se definen los flujos térmicos que afectan al edificio. Respecto al enfoque normativo, se presentan los parámetros característicos que gobiernan la transmisión de calor en fachadas, y que son definidos por la normativa correspondiente.

Por su parte, en el **Capítulo 5** se lleva a cabo un análisis de las diferentes metodologías de modelización de DFAV presentes en la literatura, con el objetivo de seleccionar la más adecuada en función de las características y limitaciones del caso de estudio.

El **Capítulo 6** presenta el caso de estudio analizado. En él se define la DFAV a optimizar, la metodología de resolución –tanto analítica como numérica–, así como las simplificaciones realizadas en el modelizado en ambos casos. También se presenta el desarrollo analítico, a través de las ecuaciones fundamentales de transferencia de calor, del modelo simplificado de DFAV que permite la estimación de su comportamiento energético en función de las características geométricas y operativas básicas.

En el **Capítulo 7** se define la estrategia de simulación propuesta para la optimización del comportamiento termoenergético de la DFAV estudiada, determinando las variables de entrada del modelo y los parámetros de salida que se analizarán. Además, se lleva a cabo la comprobación de la bondad del modelo de simulación planteado.

En el **Capítulo 8** se muestran los resultados del caso de estudio propuesto, así como la discusión de los mismos. De este modo, se presenta la aplicación de la estrategia de simulación indicada en el capítulo anterior para obtener el régimen de funcionamiento de ventilación óptimo de la fachada. Del mismo modo, se presentan los resultados de las simulaciones realizadas con los objetivos de comprobar la influencia de las propiedades ópticas de los vidrios en el comportamiento de la fachada, de verificar la idoneidad de las dos zonificaciones simuladas, de determinar las dimensiones mínimas de la oficina para no tener influencia de la fachada en los espacios interiores y de comprobar la estratificación térmica del aire de los espacios ocupados y analizar las condiciones de confort térmico en el interior del edificio de estudio.

Por último, en el **Capítulo 9** se exponen las conclusiones obtenidas en el desarrollo de la presente tesis, así como las futuras líneas de investigación que surgen a partir de la misma.



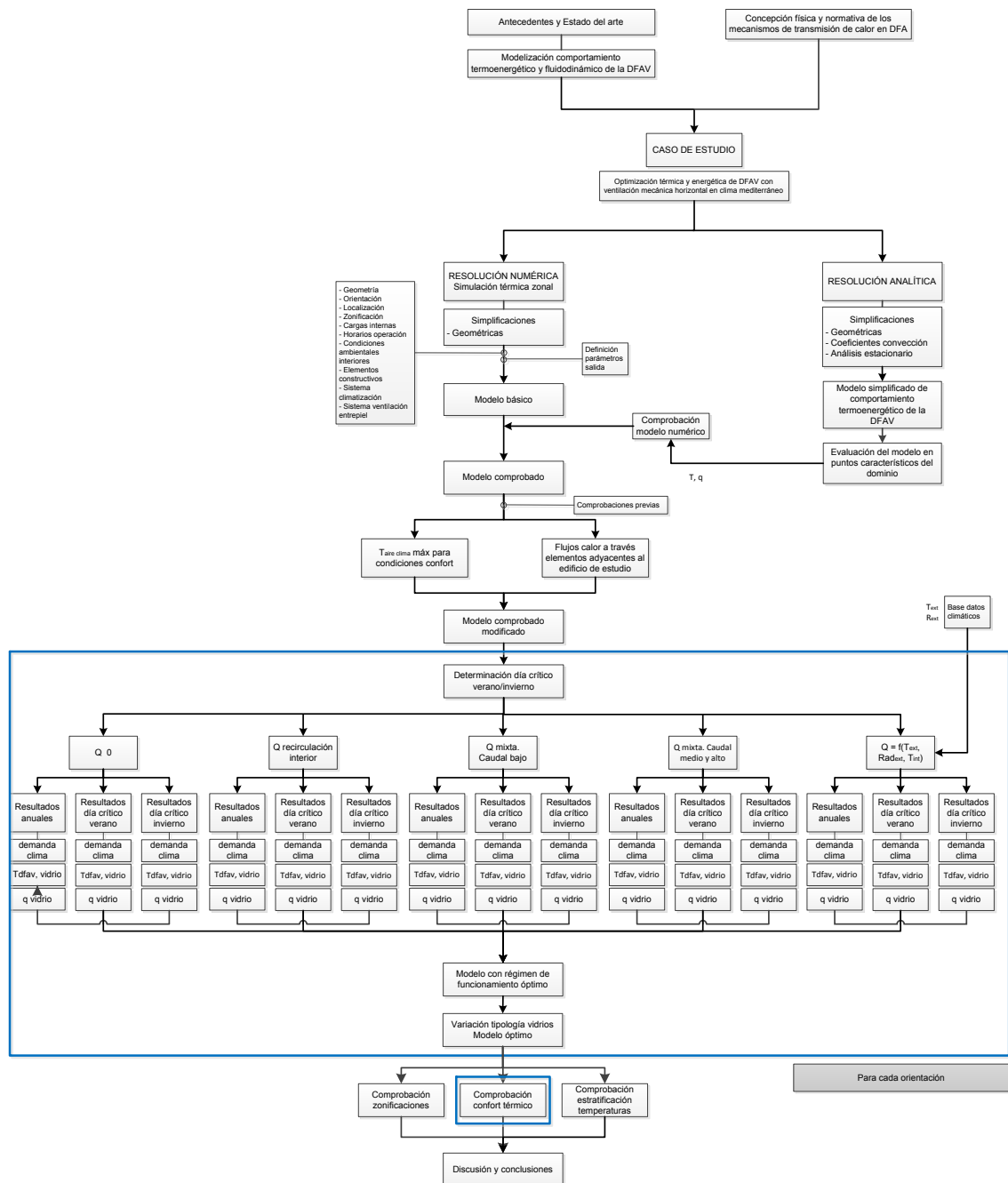


Figura 1.1. Metodología empleada en el desarrollo de la tesis

## REFERENCIAS

AENOR. *UNE-EN 13779:2008: Ventilación de los edificios no residenciales. Requisitos de prestaciones de sistemas de ventilación y acondicionamiento de recintos*. Madrid: AENOR, 2008.

ASHRAE. *ASHRAE Handbook Fundamentals*. Atlanta: ASHRAE, 2001. ISBN 1883413877.

Baldinelli, G. Double skin façades for warm climate regions: Analysis of a solution with an integrated movable shading system. *Building and Environment*, 2009, vol. 44, núm. 6, p.1107–1118.

Chen, Q., 2009. Ventilation performance prediction for buildings: A method overview and recent applications. *Building and Environment*, vol. 44, núm. 4, p. 848-858.

Compagno A. *Intelligent Glass Facades*. 5ª ed. Berlín: Birkhäuser Basel, 2002, p.183. ISBN 376436694X.

España. Real Decreto 314/2006, de 17 de marzo, por el que se aprueba el Código Técnico de la Edificación. *Boletín oficial del Estado*, 28 de marzo de 2006, núm. 74, p. 11816.

España. Real Decreto 1027/2007, de 20 de julio, por el que se aprueba el Reglamento de Instalaciones Térmicas en los Edificios. *Boletín oficial del Estado*, 29 de agosto de 2007, núm. 207, p. 35931.

Faggembauu, D. Heat transfer and fluid-dynamics in double and single skin facades. Doctoral Thesis, Universitat Politècnica de Catalunya, Departament de Màquines i Motors Tèrmics, 2006 [Biblioteca Rector Gabriel Ferraté de la Universidad].

Faist, A.P. *La façade double-peau*. École Polytechnique Fédérale de Lausanne. LESO-PB-REPORT-1998-011,1998.

Gratia, E.; De Herde, A. Optimal operation of a south double-skin façade. *Energy and Buildings*, 2004, vol. 36, p. 41–60.

Gratia, E.; De Herde, A. Greenhouse effect in double-skin façade. *Energy and Buildings*, 2007, vol. 39, p. 199-211.

Guardo, A.; Coussirat, M.; Egusquiza, E.; Alavedra, P.; Castilla, R. A CFD approach to evaluate the influence of construction and operation parameters on the performance of active transparent facades in mediterranean climates. *Energy and Buildings*, 2009, vol.41, p. 534-542.

Guardo, A. ; Coussirat, M.; Valero, C.; Egusquiza, E.; Alavedra, P.; CFD assessment of the performance of lateral ventilation in Double Glazed Facades in Mediterranean climates. *Energy and Buildings*, 2011, vol. 43, núm. 9, p. 2539-2547.

Lee, E.; Selkowitz, S.; Bazjanac, V.; Inkarojrit, V.; Kohler, C. *High-Performance Commercial Building Façades*. Building Technologies Programm, Environmental Energy Technologies Division, Lawrence Berkeley National Laboratory. (LBNL), University of California, Berkeley, USA. 2002.

Manz, H.; Schaelin, A.; Simmler, H. Airflow patterns and thermal behavior of mechanically ventilated glass double facades. *Building and Environment*, 2004, vol. 39, p. 1023-1033.

Oesterle, E.; Lieb, R.-D.; Lutz, M.; Heusler, W. *Double Skin Facades: integrated planning: building physics, construction, aerophysics, air-conditioning, economic viability*. Munich: Prestel Verlag, 2001. ISBN 3791325043.

Poirazis, H. *Double Skin Façades for Office Buildings. Literature Review*. Division of Energy and Building Design. Department of Construction and Architecture. Lund Institute of Technology. Lund University, 2004.

Saelens, D. Energy Performance Assessments of Single Storey Multiple-Skin Facades. Tesis Doctoral, Catholic University of Leuven. Laboratory for Building Physics, Department of Civil Engineering, 2002.

Stec, W. J.; van Paassen, A.H.C. *Integration of the Double Skin Façade with the buildings*. TU Delft, Department of Energy in Built Environment, Energy Technology, Delft, The Netherlands, 2001.

Stec, W. J.; van Paassen A.H.C. *Double skin façade as a part of the HVAC system*. Report KK-322. TU Delft, 2002.

Stec, W. J.; Paassen, A. H. C. Defining the performance of the double skin façade with the use of the simulation model. Proceedings of the International Building Simulation Association Conference, Eindhoven, Netherlands, 2003, p. 1243–1250.

Unión Europea. Directiva 2010/31/UE DEL PARLAMENTO EUROPEO Y DEL CONSEJO de 19 de mayo de 2010 relativa a la eficiencia energética de los edificios (refundición) y por la que se modifica la Directivas 2002/91/CE. *Diario Oficial de la Unión Europea*, 18 de junio de 2010, L 153/13.

# SOSTENIBILIDAD Y CONSTRUCCIÓN SOSTENIBLE

## 2.1 INTRODUCCIÓN

El sector de la construcción es, en comparación con otros sectores industriales, uno de los ámbitos de mayor consumo de recursos naturales (madera, minerales, agua y energía) y de generación de impactos ambientales (Alarcón 2006).

Según datos presentados en el informe sobre construcción sostenible de Isover/Saint-Gobain (2010), en los países de la OCDE (Organización para la Cooperación y el Desarrollo Económicos) es el responsable de alrededor del 25-40% del consumo total de energía, de entre el 20 y el 30% del consumo de materias primas, del 30-40% de emisiones de gases de efecto invernadero y del 30-40% de la generación de residuos sólidos, así como del 10% de utilización de suelo.

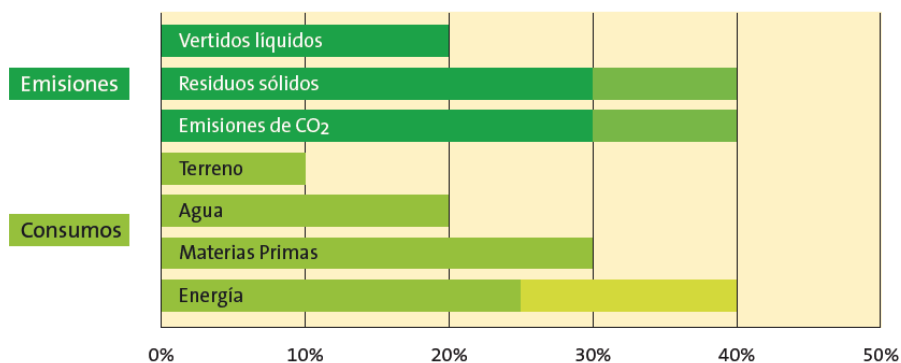


Figura 2.1. Emisiones de contaminantes y uso de recursos en el sector de la construcción (Isover/Saint-Gobain 2010)

En su documento “*Key Statistics 2009-Reference Scenario 2030*” (2009), la Agencia Internacional de la Energía realiza ciertas previsiones respecto a la evolución mundial del consumo energético, apuntando a un incremento en la demanda de un 50% en 2030. En este escenario, cerca de la mitad de las inversiones necesarias deberían destinarse a cubrir la demanda energética de la edificación.

Debido a la repercusión de estos impactos, en la última década el concepto de desarrollo sostenible ha cobrado una gran importancia en el sector de la construcción, donde se han sentado bases y creado organismos para unificar criterios y estrategias de sostenibilidad.

En este sentido, la apuesta europea por conseguir un 20% de ahorro energético y una reducción del 20% de las emisiones de CO<sub>2</sub> para 2020 supondrá que los edificios deberán reducir su consumo en 165 millones de toneladas equivalentes de petróleo y generar otras 50 utilizando sólo fuentes renovables de energía. Este objetivo pretende alcanzarse a través de la Directiva 2009/28/CE, relativa al fomento del uso de energía procedente de fuentes renovables, y la Directiva 2010/31/UE, que determina que los nuevos edificios residenciales, de oficinas y de servicios que se construyan en la Unión Europea a partir de 2019 sean de “energía cero”, es decir que, como resultado de su alto nivel de eficiencia energética, el consumo anual de energía será igual o menor que la producción energética procedente de fuentes renovables situadas en la propia edificación. Este criterio también será de aplicación en los edificios privados a partir de 2021 (García-Orcóyen 2009).

En relación al panorama español, cuyo parque edificatorio ascendió a 33.331.865 bienes inmuebles en 2010 (64,36% de uso residencial y el 15,46% de usos terciarios diversos), según el Observatorio de la Sostenibilidad en España, la aplicación de las Directivas 2009/28/CE y 2010/31/UE supondrá un reto, ya que actualmente la eficiencia energética en el sector es muy limitada, siendo la calificación media de los edificios construidos según el Código Técnico de la edificación (CTE) correspondiente a un nivel D. Según González (2009), “la certificación no hace referencia a valores de aislamiento, pero dependiendo del nivel de aislamiento que se tenga en una vivienda y en combinación con sus instalaciones, la calificación del edificio será mejor, por lo que un buen aislamiento nos puede llevar a viviendas clase ‘A’ o ‘B’, mientras que con un aislamiento mínimo requerido por el CTE nos quedaremos en edificios estrictamente reglamentarios, con una calificación clase ‘D’ o ‘E’ ”.

A nivel económico el sector de la construcción tiene también una gran trascendencia, al generar en torno al 10% del PIB del mundo, dando empleo a unos 110 millones de personas, que representan aproximadamente el 7% de la población mundial activa (lo que representa el 28% de la población mundial activa en el sector industrial), según Isover/Saint-Gobain (2010). Esta importancia parece indicar que podría desempeñar un papel decisivo dentro de la actual situación de crisis económica mundial. Desde un punto de vista macroeconómico, se podrían crear en Europa hasta 530.000 puestos de trabajo con una estrategia ambiciosa de mejora del rendimiento energético de los edificios, según cifras de EURIMA (Asociación Europea de Fabricantes de Aislamientos) (Klinckenberg y Sunikka 2006).

## 2.2 ARQUITECTURA Y CLIMA

A lo largo de su historia la humanidad ha diseñado los edificios en función del entorno en el que se asentaba, de manera que, según el clima de cada región, siempre ha existido una tendencia a seguir unas pautas constructivas características comunes.

Esta adecuación de la construcción a su entorno presenta grandes ventajas, principalmente en lo que concierne a la reducción de las necesidades energéticas de los edificios, gracias al uso adecuado de los materiales y de las tipologías constructivas, de la geometría y orientación solar del edificio, así como de las características de las aberturas y las tipologías de cerramiento empleadas, entre otros factores.

Según Casado (1996), la implantación de los edificios juega un papel fundamental en su consumo de energía. No siempre se pueden escoger las condiciones más favorables, pero factores como el clima, la vegetación, la topografía y el tejido edificado tienen que ser considerados como paso previo al diseño del edificio.

En este sentido, la envolvente del edificio es un elemento crítico, al ser una interfaz energética capaz de capturar o rechazar la radiación solar, conservar o disipar la energía producida internamente en el edificio por iluminación, ocupación y equipos, y que también puede ayudar o perjudicar a una correcta ventilación natural, factores que repercutirán todos ellos en las necesidades energéticas del edificio.

Pese a las claras ventajas que supone la adecuación del edificio a su entorno, los avances tecnológicos en el sector constructivo –fundamentalmente el desarrollo de los sistemas de climatización que han permitido el control de las condiciones térmicas e higrométricas del interior de los edificios– han provocado un alejamiento del modelo de construcción tradicional adaptado al clima. Uno de los casos más característicos de esta tendencia es la generalización del muro cortina. Esta tipología de fachada de vidrio de una sola piel se ha aplicado de forma extensiva –sobre todo a partir de los años 60 del siglo XX– en edificios de usos comerciales y administrativos de Europa y Norteamérica.

El muro cortina presenta claros inconvenientes a nivel energético respecto a otras tipologías de fachada con menor superficie de vidrio, al tener una transmisión térmica mucho mayor y un menor control del acceso de radiación solar al interior del edificio. La aplicación del muro cortina en ámbitos de clima frío (como por ejemplo el norte de Europa) supone un problema potencial en invierno, al ser las pérdidas energéticas a través de la envolvente mayores que en el caso de las fachadas tradicionales. Contrariamente, en localizaciones cálidas como el entorno mediterráneo, la problemática asociada se produce fundamentalmente en verano, debido al sobrecalentamiento de los espacios interiores del edificio causados por la deficiente evacuación del calor radiante absorbido por la fachada. En ambos casos, los problemas de acondicionamiento interior generados se han solucionado de manera habitual mediante el uso de instalaciones de climatización de elevado consumo energético.

La utilización de la primera generación de muros cortina, típica de la economía de posguerra en que la energía era barata y se suponía inagotable, se puso en tela de juicio en los años ochenta del siglo XX, a causa principalmente de las crisis del petróleo de 1973 y 1979, que condujeron a un cambio de paradigma en el campo del consumo de energía. Como consecuencia del incremento de los costes de la energía, los esfuerzos de arquitectos e ingenieros se centraron en modificar el diseño de los edificios con el objetivo de mejorar el balance energético de su envolvente, reduciendo las pérdidas y ganancias de calor a través de la misma. Esto provocó el análisis de los elementos integrantes de la fachada, y aspectos como el control solar y la utilización de materiales aislantes y vidrios de mayores prestaciones aparecieron como determinantes en la nueva generación de muros cortina.

El aumento de los costes energéticos y la concienciación sobre la importancia de la ecología iniciada en los años 70, con la aplicación del concepto de arquitectura bioclimática de

la mano de Olgyay (1963), ha conducido al actual movimiento encaminado a construir de forma sostenible. Esto ha sido posible gracias a la evolución técnica conseguida en las últimas décadas, y que ha llevado a la aparición de nuevos sistemas constructivos con el objetivo de mejorar la eficiencia energética de los edificios.

En esta dirección se ha desarrollado y perfeccionado, como una evolución lógica del muro cortina, la Doble Fachada Acristalada (DFA). Originaria del norte de Europa, esta tipología de fachada está muy extendida en países que cuentan con inviernos severos y veranos suaves, como Inglaterra, Alemania, Suecia y Finlandia. Su implantación en España es poco habitual por ahora; sin embargo, las experiencias existentes en climas mediterráneos arrojan comportamientos poco satisfactorios a nivel de consumo energético (Faggembauu 2006). Por ello se plantea como objetivo fundamental de este trabajo la optimización energética de esta tipología constructiva para su implantación en clima mediterráneo, de manera que se reduzca la dependencia energética de los edificios que dispongan de fachadas de este tipo.

### **2.2.1 Clima mediterráneo**

El clima mediterráneo es un clima suave de latitud media, que según el sistema de Koeppen (1948) presenta tres tipologías diferenciadas, siendo la más característica de ellas el clima mediterráneo típico, caracterizado por sus inviernos cortos y suaves y sus veranos largos y calurosos, además de por sus lluvias irregulares y concentradas en las estaciones de primavera y otoño.

Torres (2012) hace un análisis de las diferentes regiones de clima mediterráneo, definiendo sus características principales y relacionándolas con los requerimientos de diseño del edificio. Compara dichas características con las de regiones de clima continental, llegando a la conclusión que el parámetro crítico a considerar para conseguir una protección adecuada del edificio contra las inclemencias del clima es la radiación solar. Además, hace incidencia en una característica fundamental del comportamiento de los edificios de oficinas en clima mediterráneo: de manera habitual, la temperatura resultante dentro del edificio es más alta que la temperatura del aire exterior, debido a las altas cargas internas existentes. Esto ocasiona que en muchos casos el régimen de funcionamiento sea de refrigeración durante todo el año, incluso en invierno, ya que el calor generado en el interior supera las pérdidas a través de la envolvente. Por ello puede concluirse que, generalmente, para los edificios de oficinas en entorno mediterráneo el caso crítico a nivel de consumo energético es el verano.

Por su parte Alquézar (2010) realiza una comparativa de las condiciones climáticas de diversas ciudades mediterráneas con las de ciudades del norte de Europa –de clima continental– en las que actualmente existen proyectos edificatorios basados en la Doble Fachada Acristalada. Los resultados muestran que las ciudades españolas presentan irradiaciones solares y temperaturas medias significativamente más altas que las ciudades europeas. De manera análoga, también compara las demandas de calefacción y refrigeración de las diferentes localizaciones, obteniéndose necesidades de climatización muy diferentes en los casos europeos respecto los mediterráneos.

Con esto se concluye que, para conseguir un adecuado comportamiento energético para la DFA en clima mediterráneo, es necesario hacer una evaluación exhaustiva de la climatología y las condiciones del entorno del edificio, y establecer los requerimientos de diseño en consecuencia. No se puede por tanto implantar el modelo de doble fachada nórdico sin adaptarlo previamente a un clima de alta radiación solar ya que, si bien esta tipología se comporta de manera eficiente en climas continentales, no necesariamente los resultados pueden ser extrapolables al clima mediterráneo.

## **2.3 SOSTENIBILIDAD Y CONSTRUCCIÓN SOSTENIBLE**

Desde hace dos décadas las palabras sostenibilidad y desarrollo sostenible han aparecido de manera creciente en todos los ámbitos de actividad humana, tanto que actualmente se han convertido en conceptos esenciales para todas ellas, sean de la naturaleza que sean (sociales, económicas, medioambientales, culturales, etc.).

Según Cáceres (1996), la sostenibilidad consiste en la adaptación del entorno de los seres humanos a un factor limitante: la capacidad de dicho entorno de asumir la presión humana de manera que sus recursos naturales no se degraden irreversiblemente.

El concepto de desarrollo sostenible, por su parte, refleja la creciente conciencia colectiva acerca de la contradicción que puede darse entre desarrollo, originariamente entendido como crecimiento económico y mejora del nivel material de vida, y las condiciones ecológicas y sociales para que ese desarrollo pueda perdurar en el tiempo. Esta conciencia de los costes humanos, naturales y medioambientales del desarrollo y el progreso ha modificado la idea de un crecimiento económico ilimitado y en pos del cual todo podía sacrificarse (Nisbet 1986).

El ámbito de la construcción es especialmente problemático, ya que las actividades urbanas y edificatorias son algunas de las principales causas del consumo de recursos no renovables y de la contaminación del medio ambiente, existiendo un consenso generalizado sobre la importancia de aplicar criterios de diseño y de gestión sostenible en los procesos de construcción y uso, tanto de las ciudades como de los edificios (Martín 2006).

En este sentido, según Alavedra et al. (1998), “la construcción de los edificios comporta unos impactos ambientales que incluyen la utilización de materiales que provienen de recursos naturales, la utilización de grandes cantidades de energía, tanto en lo que atiende a su construcción, como a lo largo de su vida y el impacto ocasionado en el emplazamiento. El material, fuertemente manipulado y que ha sufrido un proceso de fabricación, utilizado en el campo de la construcción, tiene unos efectos medioambientales muy importantes, con un contenido muy intensivo en energía”.

Es por todo ello que la aplicación del concepto de desarrollo sostenible en este ámbito productivo adquiere una gran importancia y debe ser analizada de manera exhaustiva.

### **2.3.1 Concepto y ámbito del desarrollo sostenible**

El concepto de desarrollo sostenible se introduce en la agenda internacional en 1987, en el marco de la Comisión Mundial sobre el Medio Ambiente y el Desarrollo –Comisión Brundtland– a través del informe *Nuestro Futuro Común*. Posteriormente, es confirmado por los gobiernos como prioridad internacional en la Conferencia de Naciones Unidas para el Medio Ambiente y el Desarrollo, conocida como Cumbre de la Tierra, celebrada en Río de Janeiro en 1992.

La definición más universalmente aceptada proviene precisamente de la Comisión Brundtland, y considera que el desarrollo sostenible es aquél que satisface las necesidades del presente sin comprometer la capacidad de las generaciones futuras para satisfacer sus propias necesidades.

Existen otras definiciones, como la que proponen Pearce, Markandya y Barbier (1989), y en la cual se establece que “en una sociedad sostenible no debe haber un declive no razonable



de cualquier recurso, un daño significativo a los sistemas naturales ni un declive significativo de la estabilidad social”.

Daly (1989), por su parte, propone que una sociedad sostenible es aquella en la que “los recursos no se deben utilizar a un ritmo superior al de su ritmo de regeneración, no deben emitirse contaminantes a un ritmo superior al que el sistema natural es capaz de absorber o neutralizar, y los recursos no renovables deben utilizarse a un ritmo más bajo que el que el capital humano creado pueda reemplazar al capital natural perdido”.

En definitiva, son diversos los autores que han elaborado su propia definición de desarrollo sostenible, poniendo el énfasis en distintos aspectos. Así, por ejemplo, el desarrollo sostenible consiste en (Artaraz 2002):

- Sostener los recursos naturales (Carpenter 1991).
- Sostener los niveles de consumo (Redclift 1987).
- Lograr la sostenibilidad de todos los recursos: capital humano, capital físico, recursos ambientales, recursos agotables (Bojo et al. 1990).
- Perseguir la integridad de los procesos, ciclos y ritmos de la naturaleza (Shiva 1989).
- Sostener los niveles de producción (Naredo 1990).
- Mejorar la calidad de vida dentro de los límites de los ecosistemas (UICN, PNUMA y WWF 1991).
- Ofrecer servicios ambientales, sociales y económicos básicos a los miembros de una comunidad sin poner en peligro la viabilidad de los sistemas naturales, construidos y sociales de los que depende la oferta de esos servicios (ICLEI 1994).

No obstante el hito que supuso la Comisión Bruntland, antes de su formación – concretamente a finales de los años sesenta–, ya empezaron a crearse asociaciones y entidades que trabajaban de manera activa para hacer llegar la concepción de desarrollo sostenible a la sociedad. Así, en 1968 se crea el Club de Roma, que reúne personalidades de diversos países y busca la promoción de un crecimiento económico estable y sostenible de la humanidad. El Club de Roma publica en 1972 el informe “Los límites del crecimiento”, donde muestra los peligros de un crecimiento económico ilimitado durante el siglo XXI sobre la población mundial.

El 16 de junio de 1972 tiene lugar en Estocolmo la Primera Cumbre de la Tierra, en la que se manifiesta por primera vez a nivel mundial la preocupación por la problemática ambiental global.

Sin embargo, es en la Cumbre de la Tierra de Río donde se consolida, como se ha comentado, una estrategia mundial de desarrollo sostenible para el uso racional a largo plazo de los recursos no renovables del planeta y la preservación del medio ambiente. Ello se concreta en la aprobación de la Agenda 21, que contempla una serie de acciones y medidas dirigidas al logro del desarrollo sostenible. La Agenda 21 es apoyada por diversos países, organizaciones y asociaciones, y propicia la creación de Agendas 21 Locales, donde se definen políticas y planes específicos para las actividades locales en el entorno sostenible, basándose en factores sociales, económicos y medioambientales. En la cumbre de Río se modifica

también la definición original de desarrollo sostenible del Informe Brundtland, centrada en la preservación del medio ambiente y el consumo racional de los recursos naturales no renovables, hacia la idea de "tres pilares" que deben conciliarse en una perspectiva de desarrollo sostenible: el progreso económico, la justicia social y la preservación del medio ambiente.

Uno de los puntos clave de esta corriente en pro del desarrollo sostenible se produce el 11 de diciembre de 1997, momento en el que se aprueba el Protocolo de Kioto de la Convención Marco de las Naciones Unidas sobre el Cambio Climático, mediante el cual la comunidad internacional acuerda un cierto número de objetivos para reducir las emisiones de gases de efecto invernadero.

El protocolo de Kioto, que entra en vigor en el año 2005, compromete a los países industrializados a reducir sus emisiones un 5,2% a partir de los niveles 1990 en un período objetivo del 2008 al 2012. Los países en vías de desarrollo son eximidos de este compromiso para preservar su crecimiento.

El seguimiento del protocolo se realiza de manera activa por parte de los miembros de la Convención Marco, a través de reuniones o Cumbres. Así, en diciembre de 2007 se llevó a cabo la Cumbre de Bali, en la que se acordó un Plan de Acción para redefinir el Protocolo de Kioto y adecuarlo a las nuevas necesidades respecto al cambio climático. En noviembre de 2010 tuvo lugar la Cumbre de Cancún, donde se adoptó un acuerdo por el que se aplazaba el segundo período de vigencia del Protocolo de Kioto, permitiendo sentar las bases para una reducción global y efectiva de las emisiones a medio y largo plazo. La Cumbre de Bangkok, celebrada en abril de 2011, sirvió para avanzar en las negociaciones para elaborar un documento que sustituya al Protocolo de Kioto. En cumbre celebrada en Durban en diciembre de 2011 se aprobó un paquete de medidas –la Plataforma Durban– que obliga a todos los grandes contaminantes a adoptar un plan de acción vinculante para frenar el ritmo del calentamiento global. Los acuerdos alcanzados se estipulan en cuatro puntos: un segundo período del Protocolo de Kioto –cuya fecha de inicio se ha fijado para el 2013, y que no contará con la participación de EEUU, Canadá, Japón ni Rusia–, el diseño del Fondo del Clima Verde, un mandato para que todas las naciones firmen un pacto en el 2015 que las obligará a bajar sus emisiones de gases invernadero a más tardar en el 2020 y una agenda de trabajo para los próximos años.

En el ámbito concreto de la construcción también se han llevado a cabo diversos actos importantes, tanto a nivel español como europeo e internacional.

Así pues, en el año 1979 se aprueba en España la Norma Básica de la Edificación sobre Condiciones Térmicas en los Edificios, cuyo objeto es establecer las mejores prestaciones energéticas exigibles a éstos, así como los datos que condicionan su determinación.

En el año 1988 se ratifica la Directiva 89/106/CE relativa a la aproximación de las disposiciones legales, reglamentarias y administrativas de los Estados miembros sobre los productos de construcción. Dicha Directiva exige que las obras de construcción y las instalaciones de calefacción, refrigeración y ventilación sean diseñadas de tal forma que la cantidad de energía necesaria para su utilización sea reducida, teniendo en cuenta las condiciones climáticas del lugar y los ocupantes.

En el año 2002 se aprueba la Directiva 2002/91/CE relativa a la eficiencia energética de los edificios. El fomento de la eficiencia energética constituye una parte importante del conjunto

de políticas y medidas necesarias para cumplir lo dispuesto en el Protocolo de Kioto, y debe estar presente en todas las medidas que se adopten con el fin de dar cumplimiento a nuevos compromisos.

A partir de esta directiva, el 17 de marzo de 2006 se aprueba en España el Código Técnico de la Edificación (CTE), de aplicación en nuevas edificaciones así como en las grandes rehabilitaciones de edificios existentes. El CTE pretende acotar el elevado consumo energético de ciertas construcciones, centrando sus esfuerzos en la envolvente edificatoria y el abastecimiento de agua caliente sanitaria. Así pues, en su apartado HE de ahorro de energía define, según las necesidades y ubicación geográfica del edificio, los requerimientos de aislamiento térmico y de equipamientos de energía solar exigibles al mismo. Las exigencias energéticas que se derivan de la aplicación de este código se calcula que pueden suponer un ahorro de energía de entre un 30 y un 40% y una reducción de emisiones de CO<sub>2</sub> de entre un 30 y un 55%, según Martínez, Baño y Vigil-Escalera (2008).

Otros instrumentos complementarios para el desarrollo de estas medidas a nivel español son la Estrategia Española de Cambio Climático y Energía Limpia 2007-2020, las Medidas Urgentes aprobadas para el desarrollo de la misma y el Reglamento de Instalaciones Térmicas en los Edificios (RITE) de agosto de 2007.

En 2006, la Comisión Europea lanza el Plan de Acción Europeo de Eficiencia Energética. Los objetivos perseguidos son la reducción en un 20% en las emisiones de gases de efecto invernadero (el 30% en caso de acuerdo internacional), la mejora del 20% en el rendimiento energético, y un incremento del 20% de las energías renovables como fuente de energía en 2020 comparado con 1990. El Plan es aprobado por los Estados Miembros en marzo de 2007.

Una de las últimas aportaciones destacables en este campo la hizo el Parlamento Europeo el 19 de mayo de 2010, al aprobar una reforma de la Directiva 2002/91/CE sobre Eficiencia Energética en Edificios que determina que los nuevos edificios públicos que se construyan en la Unión Europea a partir de 2019 deberán ser de "energía cero", es decir que, como resultado del alto nivel de eficiencia energética, el consumo anual de energía será igual o menor que la producción energética procedente de fuentes renovables situadas en la propia edificación. Este criterio será de aplicación también a los edificios privados a partir de 2021.

### **2.3.2 El ciclo de vida y la sostenibilidad**

Los edificios, a lo largo de su construcción, uso y demolición ocasionan una gran cantidad de impactos ambientales, tanto a través de la energía utilizada para proveerlos de los servicios necesarios como de la energía contenida en los materiales utilizados en la construcción (Baldwin 1996). Según Ramírez (2002), son responsables de aproximadamente el 40% de la energía utilizada y de las emisiones de CO<sub>2</sub> a la atmósfera, y consumen entre el 20% y el 50% de los recursos naturales, dependiendo del entorno en donde estén situados.

En la etapa de construcción, el impacto ambiental está vinculado a la utilización de materiales procedentes de recursos naturales y al uso de grandes cantidades de energía necesarias, tanto para fabricar los productos de construcción finales (cementos, aceros, manufacturas...) como para su instalación en obra. Es necesario considerar también los costes ecológicos que suponen tanto la extracción de los recursos minerales (canteras, minas, etc.) como la deposición de los residuos originados en su fabricación e instalación en obra, que abarcan desde las emisiones tóxicas a las posibles contaminaciones de las aguas superficiales por vertidos y de las subterráneas por parte de los lixiviados de los vertederos. Una vez construido, el edificio continúa siendo una causa directa de contaminación por las emisiones

que produce y el impacto sobre el territorio que ocasiona, además de ser una fuente indirecta de contaminación por el consumo de energía –la etapa de uso de un edificio concentra el 84% de la energía total consumida y agua necesaria para su funcionamiento. Asimismo, al final de su vida útil, los edificios también originan una gran cantidad de residuos (Ramírez 2002).

Esto nos lleva a afirmar que, para obtener una visión integral y global del comportamiento del sector constructivo, es necesario realizar su análisis a través del ciclo de vida. Para la aplicación de medidas de construcción sostenible es fundamental tener en cuenta todas las etapas, fases y actividades necesarias, desde la extracción de la materia prima, hasta la disposición final de los residuos. Este ciclo es llamado también de la cuna a la tumba (Pulido 2008).

La norma UNE-EN ISO 14040:2006 define el Análisis de Ciclo de Vida (ACV) como “una técnica para evaluar los aspectos medioambientales y los potenciales impactos asociados a un producto mediante: la recolección de un inventario de las entradas y salidas relevantes de un sistema, la evaluación de los potenciales impactos medioambientales asociados con esas entradas y salidas y la interpretación de los resultados de las fases de análisis y evaluación de impacto de acuerdo con los objetivos del estudio”.

Su aplicación en el sector de la construcción permite cuantificar, cualificar y valorar las entradas (materia y energía) y salidas (producto y emisiones) del sistema (Pulido 2008).

Atendiendo al modelo de ciclo de vida del proceso constructivo planteado por Aguado y Casanova (1997), que se recoge en la Figura 2.2, puede observarse que existen dos fases diferenciadas, *construcción* y *deconstrucción*. Estas dos fases se componen de diferentes etapas, siendo la etapa denominada de *concepción* el elemento de unión entre ambas.

En este modelo se establecen cuatro etapas en el ciclo de vida de una construcción:

- **Concepción**, en la que se realiza la definición de los requisitos del edificio y de los detalles de la construcción.
- **Materialización**, que incluye el diseño del edificio y de sus sistemas complementarios, el transporte de materiales a la localización de la obra y la construcción física de la misma.
- **Utilización**, que incluye el uso del edificio, la energía requerida para dicho uso y la gestión de residuos generada y de los costes asociados a ésta.
- **Reintegración**, que incluye la demolición del edificio con la gestión de residuos respectiva y la reutilización de los componentes del edificio.

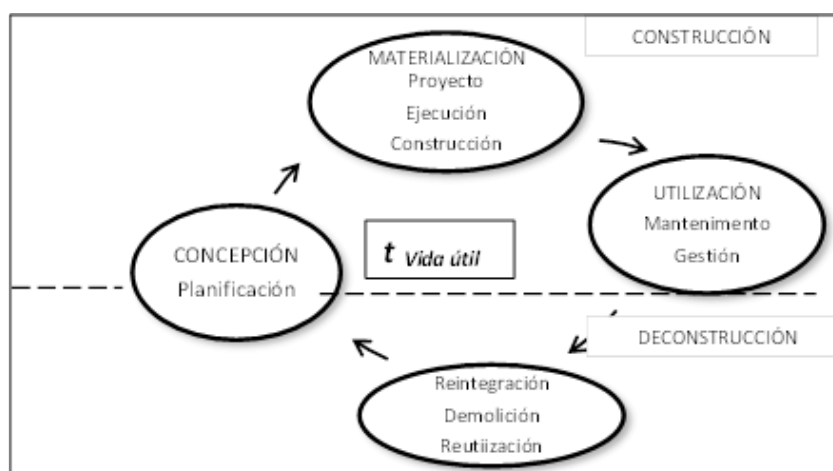


Figura 2.2. Diagrama del ciclo de vida del proceso constructivo  
(Aguado y Casanova 1997)

### 2.3.3 Concepto de construcción sostenible y sus pilares

La aplicación del concepto de desarrollo sostenible en el ámbito de la construcción se introduce en el panorama internacional en la primera Conferencia de Construcción Sostenible, celebrada en Tampa, Florida, en noviembre de 1994. En este evento se procedió a describir la responsabilidad de este sector con el compromiso de lograr un desarrollo sostenible, lo que suponía un cambio de paradigma en una industria que, hasta entonces, se había caracterizado por sus elevados impactos ambientales (Alavedra et al. 1998).

Diversos autores han realizado sus aportaciones a la definición del término “construcción sostenible”.

Así por ejemplo, Vale B. y Vale R. (1993) abogan por una mayor consideración de los efectos que los materiales de construcción tienen en la salud humana. Según los autores, es necesaria la aproximación del concepto de sostenibilidad al ámbito de la construcción, ya que deben contemplarse los efectos que ésta producirá tanto en los que la llevan a cabo como en los usuarios finales de los edificios construidos.

Para Kibert (1994), la construcción sostenible debe entenderse como el desarrollo de la construcción tradicional, pero con una responsabilidad considerable con el medio ambiente por todas las partes y participantes. Ello implica la consideración de las diferentes alternativas en el proceso de construcción, en favor de la minimización del agotamiento de los recursos, previniendo la degradación ambiental y proporcionando un ambiente saludable, tanto en el interior de los edificios como en su entorno. Kibert propone construir en base a unos principios ecológicos, como la conservación y reutilización de recursos, la utilización de recursos reciclables y renovables, la reducción en el consumo de energía o la creación de un ambiente saludable y no tóxico en los edificios.

Según Casado (1996), la construcción sostenible se puede definir como aquella que, con especial respeto y compromiso con el medio ambiente, implica el uso sostenible de la energía y los recursos. Presta especial atención a la aplicación de las energías renovables en la construcción de los edificios, así como al impacto ambiental que ocasiona la aplicación de ciertos materiales, buscando la minimización del consumo de energía en la utilización del edificio durante su vida útil.

Según Lanting (1996), la construcción sostenible se dirige hacia la reducción de los

impactos ambientales causados por los procesos de construcción, uso y derribo de los edificios, así como por el ambiente urbanizado.

Según Alavedra et al. (1998), la definición de construcción sostenible lleva asociada tres verbos: reducir, conservar y mantener, refiriéndose a la reducción en la utilización de los recursos disponibles, la conservación de las áreas naturales y la biodiversidad, así como al mantenimiento de un ambiente interior saludable y de calidad en los entornos urbanizados. En base a las referencias anteriores, Alavedra et al. enumeran los requisitos que deberían cumplir los edificios sostenibles, como por ejemplo consumir una mínima cantidad de energía y agua a lo largo de su vida, hacer un uso eficiente de las materias primas, generar mínimos residuos y emisiones, minimizar el uso del terreno, adaptarse a las necesidades presentes y futuras de los usuarios y crear un ambiente interior saludable.

Con el objetivo de adaptarse a los fundamentos del desarrollo sostenible, se establecen tres pilares de la sostenibilidad en los que deben basarse todos los proyectos: el pilar medioambiental, el pilar económico y el pilar social.

A pesar de la definición de estos pilares, originariamente el desarrollo sostenible se aceptó exclusivamente para las cuestiones ambientales. La idea de que el desarrollo humano debe integrar y asociar las dimensiones económica y social con la dimensión ecológica surge al final de los años sesenta, como resultado de la conciencia de los crecientes problemas ambientales y de los límites impuestos por la naturaleza a la explotación y crecimiento económico descontrolado. Esta preocupación por el medio ambiente se agrega a un debate mucho más antiguo y siempre actual referente a la forma excluyente y concentrada, social y espacialmente, de la acumulación del capital a nivel mundial (Cardozo y Faletto 1975).

Para que el desarrollo sea sostenible debe, por tanto, observar varias dimensiones. No obstante esto, diversos autores han postulado sobre cuántas y cuáles deben ser dichas dimensiones o pilares de la sostenibilidad.

Así por ejemplo, Sachs (1994) prescribe que todo planeamiento de desarrollo que busque ser sostenido y sostenible debe tener en cuenta los seis ámbitos siguientes:

- **Sostenibilidad social**, donde la meta es construir una civilización con la mayor equidad en la distribución de ingresos y de bienes, de modo que se reduzca el abismo entre los patrones de vida de los ricos y de los pobres.
- **Sostenibilidad económica**, basada en la asignación y gestión más eficiente de los recursos y en un flujo constante de inversiones públicas y privadas, de tal forma que la eficiencia económica sea evaluada en términos macrosociales y no sólo por medio de criterio de rentabilidad empresarial de carácter microeconómico.
- **Sostenibilidad ecológica**, que debe ser lograda por medio del uso racional de los recursos naturales, teniendo en cuenta el equilibrio de los ecosistemas, la preservación de recursos no renovables y la biodiversidad.
- **Sostenibilidad espacial**, por la obtención de una configuración rural-urbana más equilibrada y una mejor distribución territorial de los asentamientos humanos y de las actividades económicas.
- **Sostenibilidad cultural**, por la búsqueda de raíces endógenas de los procesos de modernización.

- **Sostenibilidad política**, que debe ser buscada por el proceso de participación de los grupos y de las comunidades locales en las definiciones de prioridades y metas a ser alcanzadas.

Por su parte, Hill y Bowen (1997) investigaron la evolución del concepto de construcción sostenible a lo largo del tiempo, determinando cuatro pilares sobre los que se basa:

- **Sostenibilidad social**, con el objetivo de mejorar la calidad de vida, proteger y promover la salud humana a través de un ambiente de trabajo sano y seguro, además de buscar la autodeterminación social y la diversidad cultural en el planeamiento de desarrollo, perseguir una distribución justa tanto de los costes como de los beneficios sociales de la construcción, así como buscar la equidad entre generaciones.
- **Sostenibilidad económica**, para asegurar la viabilidad financiera de los proyectos constructivos, promover la creación de empleo y fomentar la competitividad del sector en el mercado.
- **Sostenibilidad biofísica**, basada en la reducción del consumo de recursos, la reutilización y el uso de recursos renovables, la reducción de las emisiones y contaminación generadas en el proceso constructivo, así como en el mantenimiento de la diversidad ecológica y en la limitación de la afectación a paisajes sensibles.
- **Sostenibilidad técnica**, que busca construir estructuras duraderas, fiables y funcionales, persiguiendo la calidad del ambiente construido e intentando revitalizar la infraestructura urbana existente mediante la integración de los usos vecinales con las construcciones realizadas.

Actualmente, el enfoque mayoritario es el que apuesta por una sostenibilidad basada en tres pilares: económico, social y ambiental. En apoyo a esto, varios textos de las Naciones Unidas, incluyendo el Documento Final de la Cumbre Mundial en el 2005, se refieren a los tres componentes del desarrollo sostenible como "pilares interdependientes que se refuerzan mutuamente".

Pulido (2009) cita a Manga (2005) y Alarcón (2006) para justificar el establecimiento de estos tres pilares como base de la construcción sostenible. Así pues, indica que el **pilar medioambiental** está relacionado con todos los aspectos referentes a la atmósfera, la tierra, las fuentes hídricas, la flora y la fauna, y tiene en cuenta aspectos como la disminución del consumo de recursos, materiales y energía, el fomento del uso de materiales reciclados y la disminución de las emisiones al medio. El **pilar económico**, por su parte, tiene en cuenta aspectos relacionados con los costes derivados de las diferentes actividades y procesos de la industria de la construcción, y se refiere a los costes de construcción, a los costes de gestión de residuos al final de la vida útil y a los asociados a la incorporación de políticas medioambientales. Por último, indica que en el **pilar social** se atienden condiciones relacionadas con la permanencia del hombre en el entorno, y se refiere a aspectos como la seguridad y salud humana, la mejora de la calidad de vida y el confort, aspectos estéticos y a la compensación de las personas afectadas debido a las diferentes alteraciones generadas.

#### 2.3.4 Eficiencia energética en los edificios: la influencia de la envolvente térmica

Según el Real Decreto 47/2007 español, por el que se aprueba el procedimiento básico para la certificación de eficiencia energética de edificios de nueva construcción, se entiende

como eficiencia energética de un edificio el consumo de energía que se estima necesario para satisfacer su demanda en unas condiciones normales de funcionamiento y ocupación. Puede incluir los consumos de calefacción, refrigeración, ventilación, iluminación y calentamiento de agua, entre otros.

El término “*eficiencia energética en edificios*” es analizado por Torres (2012), que recopila diversas definiciones para el mismo, como las aportadas por Tormenta (1999), Nilsson (2003), Elsadig (2005), Poirazis (2005) y Pfafferott et al. (2007).

Dichos autores llegan a la conclusión que la reducción del consumo de energía no es un parámetro suficiente para considerar un edificio energéticamente eficiente, sino que es necesario además que éste mantenga o mejore sus condiciones de confort interiores.

Esto se consigue, en primer lugar, aprovechando la arquitectura y la física del edificio – mediante la mejora del aislamiento térmico, una adecuada orientación, así como una geometría que facilite la ventilación y la entrada de sol en invierno, además de la protección del mismo en verano–. En segundo lugar es necesario optimizar el funcionamiento de cada uno de los componentes y sistemas del edificio –iluminación y climatización principalmente–, tanto individualmente como en conjunto. La aplicación de este proceso, conocido como “Concepto Integral de Diseño del Edificio”, facilita la obtención de edificios de altas prestaciones, que presentan cargas energéticas muy inferiores a las de edificios existentes o de diseño convencional, según Prowler (2007).

Esta concepción de edificio de altas prestaciones choca con el panorama edificatorio actual, donde se estima que la falta de eficiencia energética cuesta a la Unión Europea 270.000 millones de euros cada año (Petersdorff y Boermans 2006). En el caso particular de España, 24 millones de viviendas –lo que representa el 92% del parque inmobiliario– están edificadas sin ningún criterio de eficiencia ni sostenibilidad, según González (2010).

Dentro del consumo de energía de un edificio estándar, los gastos principales son los correspondientes a su climatización. Actualmente, en Europa y EE.UU. aproximadamente los dos tercios del consumo de energía en los edificios se destinan a calefacción y agua caliente, y se prevé que el consumo en aire acondicionado se triplicará antes del año 2030, según McKinsey y Vattenfall (2007).

Este elevado consumo de los sistemas de climatización del edificio está ocasionado por la necesidad de mantener las condiciones de confort térmico interior necesarias para hacer el espacio habitable. Las pérdidas energéticas a través de la envolvente, sean éstas positivas o negativas, ocasionan un incremento en el consumo de climatización, de manera especialmente acusada en el caso de los edificios energéticamente ineficientes. Esto es debido a que la envolvente edificatoria es la interfase entre el ambiente interior y el exterior del edificio. Por ello, cualquier acción que suponga una mejora de la misma ocasionará un ahorro energético importante.

#### **2.3.4.1. Mejora de la eficiencia energética a través del aislamiento térmico**

Según diversos autores (McKinsey y Vattenfall 2007; Igualador 2007), la acción que más contribuye a la sostenibilidad de un edificio es disponer de una correcta protección térmica de la envolvente con el fin de reducir la demanda de energía para la climatización. Un aislamiento adecuado cumple la doble función de evitar las pérdidas de calor hacia el exterior en épocas frías, además de impedir que el calor entre en el edificio en épocas cálidas.



Esta importancia del aislamiento térmico en la mejora de la eficiencia energética de los edificios queda reflejada en el Código Técnico de la Edificación español, que en su apartado de ahorro energético establece que “los edificios dispondrán de una envolvente de características tales que limite adecuadamente la demanda de energía necesaria para alcanzar el bienestar térmico en función del clima de la localidad, del uso del edificio, y del régimen de verano y de invierno, así como por sus características de aislamiento e inercia, permeabilidad al aire, y exposición a la radiación solar, reduciendo el riesgo de aparición de humedades de condensación superficiales e intersticiales que puedan perjudicar sus características y tratando adecuadamente los puentes térmicos para limitar las pérdidas o ganancias de calor y evitar problemas higrotérmicos en los mismos”.

Según el Estudio de Impacto del Código Técnico de la Edificación realizado por el grupo de Termotecnia de la Universidad de Sevilla para el Ministerio de la Vivienda (2006), que ha estimado la reducción probable de la demanda energética de calefacción y refrigeración para una muestra de 60.000 edificios, el nuevo marco legislativo español puede suponer un ahorro energético del orden del 30% respecto al consumo que presentaban los edificios que se regían por la normativa anterior, dependiendo del tipo de edificio y de la zona geográfica.

Según los informes de Petersdorff et al. (2004 y 2005), usando técnicas y sistemas de aislamiento adecuados, tanto en la renovación como en la construcción de edificios nuevos, Europa podría disminuir sus emisiones de gases de efecto invernadero en 460 millones de toneladas –más que el compromiso total de la reducción acordado en Kioto–. Así, la demanda energética utilizada para calentar o refrigerar una vivienda podría reducirse hasta en un 90% utilizando técnicas de eficiencia energética. Para Europa, esto supondría un ahorro de 3,3 millones de barriles de petróleo diarios, lo que se traduciría en 270.000 millones de euros anuales en costes energéticos. Los ahorros potenciales son pues enormes, ya que se estima que tan sólo con un aislamiento adecuado se podría ahorrar hasta el 50% de la energía usada actualmente en los edificios.

Además de estos ahorros, la rehabilitación térmica mediante materiales aislantes permitiría mejorar el confort térmico del interior del edificio, reduciendo el efecto de pared fría, además de evitar patologías como condensaciones y humedades interiores.

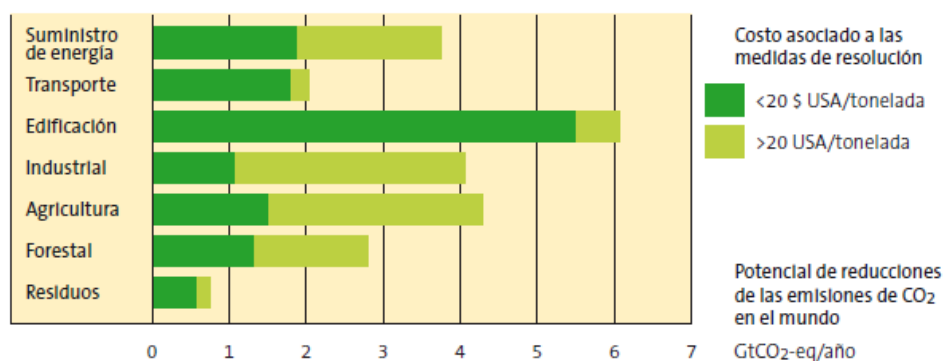


Figura 2.3. Potencial de reducción de las emisiones de CO<sub>2</sub> por sectores y coste económico asociado a las medidas de resolución (Barker 2007)

### 2.3.4.2. Mejora de la eficiencia energética a través de materiales y tipologías constructivas

Además del aislamiento térmico de la envolvente, los sistemas y materiales constructivos empleados en las cubiertas y fachadas de los edificios adquieren también una gran importancia en la mejora de la eficiencia energética de los mismos.

Una de las tipologías constructivas que típicamente se emplea para conseguir esta mejora de comportamiento es la fachada ventilada.

Las fachadas ventiladas son cerramientos compuestos por dos hojas que se fijan entre sí de manera mecánica, dejando entre ellas cierta separación que delimita una cámara de aire continua, ventilada habitualmente por efecto chimenea. En esta cámara se instala un aislante térmico adosado a la hoja interna.

Entre las ventajas de estas fachadas destaca su eficiencia energética, ya que permiten reducir el consumo de energía de climatización entre un 20% y un 30% respecto a sus homólogas de una sola piel, según datos de fabricantes como Rockwool, TINO o Faveton. Esto es debido a que, en condiciones de verano, la ventilación de la cámara evita el recalentamiento de los paramentos exteriores del edificio, impidiendo que la temperatura en el interior del mismo se eleve. En condiciones de invierno, por su parte, esta tendencia se invierte y la cámara actúa como aislante térmico calentando el aire exterior antes de su entrada al interior del edificio.

Aparte de los aspectos energéticos, las fachadas ventiladas aportan mejoras notables de protección contra infiltraciones de agua, ya que la ventilación permanente de la fachada evita la formación de condensaciones.

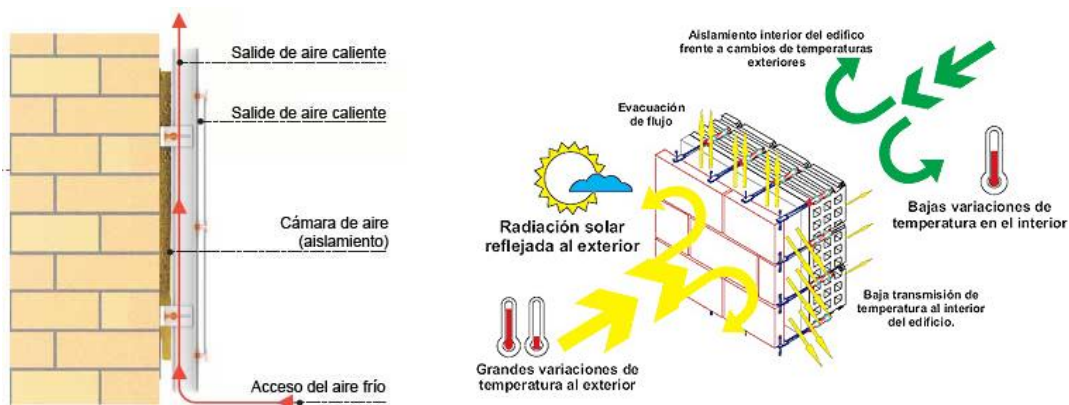


Figura 2.4 y Figura 2.5. Esquemas de funcionamiento de una fachada ventilada  
(Fuente: <http://www.petrecal.com/fachadas-ventiladas/>)

Dejando de lado la tipología de fachada ventilada, existen otros materiales y sistemas que ayudan a mejorar el comportamiento energético del edificio.

Respecto a los materiales, los vidrios de control solar, o los provistos de capas bajo emisivas colocados en acristalamientos dobles, ayudan a proteger al edificio de la radiación solar, así como a mantener sus condiciones de confort térmico interiores.

En relación a los sistemas constructivos, las protecciones solares de naturaleza diversa –marquesinas o celosías de placas microperforadas, mallas arquitectónicas, metal expandido o lamas fijas o móviles– permiten reducir la carga solar que entra en el interior del edificio,

disminuyendo así sus necesidades de refrigeración en época estival. Los sistemas móviles son los más adecuados, ya que permiten adaptar el comportamiento de la fachada en función de la posición del sol y las necesidades energéticas del edificio.

Existen otros sistemas interesantes, como potenciadores inteligentes de ventilación natural para edificaciones industriales, empleando ventiladores estáticos o dinámicos accionados por energía solar. Para edificios de oficinas pueden usarse patios de luz con aberturas accionadas automáticamente, capaces de crear corrientes internas de aire sin necesidad de aporte energético, contribuyendo así a la renovación de aire, al ahorro energético y al bienestar y salud de los usuarios.

Respecto a la iluminación, pueden emplearse tragaluces tubulares o reflectores solares para edificios de oficinas o viviendas, así como claraboyas o placas de cubierta translúcidas para edificaciones industriales, sistemas todos ellos que permiten aportar luz natural a zonas donde no existen aberturas al exterior, obteniendo un ahorro energético importante.

Por su parte, las fachadas acristaladas bien orientadas pueden integrar módulos fotovoltaicos para producir electricidad, o colectores solares para obtener agua caliente.

El punto culminante de este proceso de mejora del comportamiento energético del edificio vendría dado por la existencia de una envolvente dinámica que se adaptara a las condiciones climáticas externas para conseguir, en cada momento, un entorno adecuado de confort en el interior del edificio. De Boer y su grupo del Centro de Investigación de los Países Bajos (ECN) están trabajando en el desarrollo de este concepto de envolvente dinámica, al que denominan FACET (fachada como concepto de mejora del confort y futuro ahorro energético). Su implantación supondría que la demanda de climatización del edificio se redujera virtualmente a cero, y la de refrigeración en un 50%, lo que implicaría unos ahorros en climatización del 90% respecto a un edificio convencional. Además, esta envolvente dinámica no sólo afectaría a la climatización, sino que también permitiría actuar sobre la iluminación, ahorrando hasta un 50% ó 60% en estos costes (ECN Newsletter 2010).

### **2.3.5 Contexto normativo**

Actualmente, la tendencia internacional a nivel de legislación edificatoria es la de ir hacia regulaciones cada vez más restrictivas.

En este sentido, una de las directivas clave de la UE para hacer frente al reto de la construcción es la Directiva sobre Eficiencia Energética en la Edificación (2002/91/CE), que pretende reducir al mínimo el consumo de energía en los estándares de los edificios europeos.

Esta Directiva, obligatoria para todos los Estados miembros a partir de enero de 2006, establece requisitos mínimos y sistemas de certificación para mejorar la eficiencia energética de los edificios. Algunas de las medidas que implanta son: una metodología común para calcular el rendimiento energético de los edificios, unos estándares mínimos para edificios nuevos y rehabilitaciones importantes, una inspección regular de los sistemas de aire acondicionado y calefacción y un sistema de certificación de edificios que manifieste los niveles de consumo de energía para los dueños y arrendatarios.

Esta certificación valora la eficiencia térmica de los edificios en cuanto a calefacción y producción de agua caliente. Para ello tiene en cuenta, entre otros, aspectos como el grado de aislamiento o las instalaciones de producción de energía. En este certificado, y mediante una etiqueta de eficiencia energética, se asigna a cada edificio una Clase Energética de eficiencia,

que varía desde la clase A, para los energéticamente más eficientes, a la clase G, para los menos eficientes.

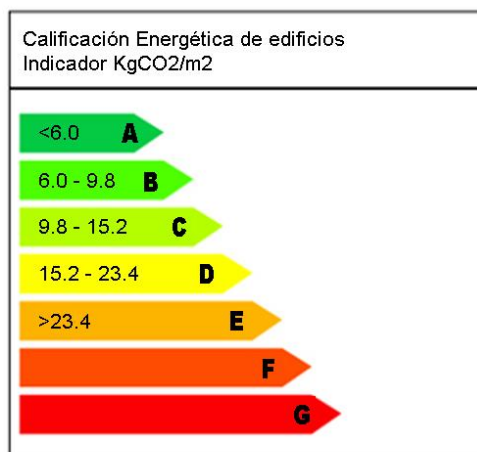


Figura 2.6. Etiqueta Eficiencia Energética en Edificios.  
(Ministerio de Industria, Energía y Turismo. Gobierno de España)

Todas las acciones que se están desarrollando tienen como objetivo a medio plazo conseguir edificios de muy bajo consumo de energía, diseñados para proporcionar un nivel de rendimiento energético muy superior a los mínimos recogidos en las normativas nacionales sobre edificación. Así, se obtendrían ahorros energéticos de entre el 70% y el 90% comparado con los edificios existentes, según Isover/Saint-Gobain (2010).

En toda Europa existen diversas iniciativas nacionales que buscan desarrollar sistemas de certificación voluntaria para las construcciones de muy bajo consumo de energía: PassivHaus (Alemania), BBC –Bâtiment Basse Consommation– Effinergie (Francia), casa “cero” del carbón (Reino Unido), Minergie (Suiza), etc.

Existen también diversos métodos de evaluación medioambiental de edificios, como LEED en los EE.UU., BREEAM en el Reino Unido, Verde en España, HQE en Francia y CASBEE en Japón, herramientas que permiten medir y evaluar las medidas y sistemas introducidos en los edificios para la mejora de su comportamiento medioambiental, su compatibilidad con el entorno así como la consecución de unos elevados niveles de confort y de calidad de vida para los usuarios.

Con el desarrollo de diferentes métodos nacionales de evaluación, existe una necesidad clara de coherencia y de consistencia entre todos ellos. Es esencial que las definiciones y los criterios de evaluación sean comunes, y que las medidas estén basadas en argumentos científicos claros y rigurosos.

Para definir un marco común que haga las certificaciones nacionales compatibles y promueva el reconocimiento mutuo de los diversos métodos de evaluación medioambiental se está llevando a cabo un trabajo de estandarización, tanto a nivel internacional, con el grupo de trabajo ISO/TC17, como a nivel europeo, con el grupo CEN/TC350 y nacional, con el AEN/CTN198. El objetivo final de dichos grupos de trabajo es la elaboración de una norma internacional de construcción sostenible, basada en el cálculo de indicadores, que permita evaluar cualquier tipo de obra (edificación u obra civil) cubriendo asimismo los tres pilares de la sostenibilidad (medioambiental, económico y social) a lo largo de todo el ciclo de vida de la misma.

## REFERENCIAS

- Aguado, A.; Casanova, I. *Introducción. Capítulo 1*. En monografía sobre demolición de estructuras de hormigón. GEHO-ATEP. Colegio de ingenieros de caminos canales y puertos, 1997.
- Alarcón, B. Modelo integrado de valor para estructuras sostenibles. Tesis doctoral, Universitat Politècnica de Catalunya, Departament d'Enginyeria de la Construcció, 2006 [Biblioteca Rector Gabriel Ferraté de la UPC].
- Alavedra, P.; J. Domínguez; Engracia, G.; Serra, J. La construcción sostenible - El estado de la cuestión. *Informes técnicos de la construcción*. Madrid: Instituto Eduardo Torroja, 1998, Boletín 4.
- Alquézar, O. Disseny d'un mòdul de proves per a l'estudi de la doble façana ventilada de vidre. Proyecto final de carrera, Universitat Politècnica de Catalunya, Departament d'Enginyeria de la Construcció, 2010 [Biblioteca ETSEIB de la UPC].
- Artaraz, M. Teoría de las tres dimensiones de desarrollo sostenible. *Ecosistemas* [en línea]. Madrid: Asociación Española de Ecología terrestre, 2002, año XI, núm. 2. Disponible en: <<http://aeet.org/ecosistemas/022/informe1.htm>>
- Baldwin, R. *Environmental Assessment and Management of Buildings*. The UK viewpoint, Report 7150/1 for consultation, BSRIA, 1996.
- Barker, T. Mitigation from a cross-sectoral perspective. In *Climate Change 2007: Mitigation. Contribution of Working Group III to the Fourth Assessment Report of the Intergovernmental Panel on Climate Change* [B. Metz, O.R. Davidson, P.R. Bosch, R. Dave, L.A. Meyer (eds)], Cambridge University Press, Cambridge, United Kingdom and New York, USA, 2007.
- Bojo, J.; Maler, K.G.; Unemo, L. *Environment and development: an economic approach*. Dordrecht. Kluwer, 1990.
- Brundtland World Commission on Environment and Development, *Our Common Future*, Oxford University Press, Oxford/Nueva York, 1987. (vers. Cast.: Alianza, Madrid, 1988).
- Cáceres Teran, J. Desenvolupament Sostenible. *Revista Tracte*. Número 66, Octubre del 1996, Barcelona, 1996. ISSN 1132-7081.
- Cardozo, F. H.; Faletto, E. *Dependencia y desarrollo en América Latina*. Buenos Aires: Siglo XXI, 1975.
- Carpenter, S.R. *Inventing Sustainable Technologies*. Ed: J. Pitt y E. Lugo, The Technology of Discovery and the Discovery of Technology. Proceedings of the Sixth International Conference of the Society for Philosophy and Technology. Blacksburg, 1991.
- Casado, N. *Edificios de alta calidad ambiental*. Ibérica, alta tecnología, 1996. ISSN 0.211-0776.
- CEN. *CEN/TC350. Sustainability of construction works*. En desarrollo (2013).
- Daly, H. *For the Common Good*, Benjamin Franklin Lecture. Brundtland 1989. Washington DC, 1989.

De Boer, B. Dynamic building envelope much more energy-efficient [en línea]. Energy research Centre of the Netherlands, 2010. Disponible en: <<http://www.ecn.nl/news/newsletter-en/2010/september-2010/alternative-building-concept/>>

Elsadig, A. K. *Energy efficiency in commercial buildings*. Department of Mechanical Engineering. Glasgow, University of Strathclyde, 2005.

España. Real Decreto 47/2007, de 19 de enero, por el que se aprueba el Procedimiento básico para la certificación de eficiencia energética de edificios de nueva construcción. *Boletín Oficial del Estado*, núm. 27, p.4499.

España. Real Decreto 235/2013, de 3 de abril, por el que se aprueba el Procedimiento básico para la certificación de eficiencia energética de edificios. *Boletín Oficial del Estado*, 13 de abril de 2013, núm. 89, p. 27548.

Faggembauu, D. Heat transfer and fluid-dynamics in double and single skin facades. Tesis doctoral, Universidad Politécnica de Cataluña, Departament de Màquines i Motors Tèrmics, 2006 [Biblioteca Rector Gabriel Ferraté de la UPC].

García-Orcoyen, C. *Por activa y por pasiva*. Informe de la Fundación Entorno-BCSD España, 2009.

González, P. Sostenibilidad en la rehabilitación de edificios de viviendas. Congreso Nacional del Medio Ambiente (Conama 2010), Madrid, noviembre 2010, p. 22-26.

González, P. La evolución del aislamiento térmico. *Revista Promateriales*. 2009, núm. 29, p.52.

Hill, R.C.; Bowen, P.A. Sustainable Construction: Principles and a Framework for Attainment. *Construction Management and Economics*. London: E & FN Spon, 1997, Vol.15, No.3.

ICLEI. *Toward Sustainable Cities and Towns*. Report of the First European Conference on Sustainable cities and towns. Aalborg, May, 1994.

Igualador, F. La sostenibilidad en la edificación y la protección térmica de la envolvente del edificio. *El instalador*. 2007, núm. 447. ISSN 0210-4091.

Grupo de Termotecnia de la Escuela Superior de Ingenieros de la Universidad de Sevilla. *Impacto del Código Técnico de la Edificación. Aspectos Energéticos*. Estudio para el Ministerio de la Vivienda. Madrid: 27 de abril de 2006.

ISO. *ISO/TC 59/SC 17. Building construction. Sustainability in buildings and civil engineering works*. En desarrollo (2013).

Isover/Saint-Gobain. *Planeta, Personas, Progreso. Nuestro compromiso con la Edificación Sostenible*. Informe técnico. Francia, 2010. Disponible en:< <http://www.isover.net>>

Key Statistics 2009 -Reference Scenario 2030 [en línea]. International Energy Agency, France 2009. Disponible en:< <http://www.iea.org/about/copyright.asp>>

Kibert, C. First International Conference on Sustainable on Construction, CIB – TG16, Florida, 1994.

Klinckenberg, F.; Sunikka, M. *Better buildings through energy efficiency: A Roadmap for Europe*. Klinckenberg Consultants for the Eurima Blueprint Project. Meerssen, the Netherlands, June 2006.

Koeppen, W. *Climatología. Con un estudio de los climas de la tierra*. Versión directa de Pedro R. Hendríschs Pérez. Fondo de Cultura Económica. México, 1948.

Lanting, R. *Sustainable Construction in The Netherlands -A perspective to the year 2010*. Working paper for CIB W82 Future Studies in Construction. TNO Bouw Publication number 96 - BKR- P007, 1996.

Manga, R. Una nueva metodología para la toma de decisión en la gestión de la contratación de proyectos. Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Cataluña, Departamento de ingeniería de la construcción, 2005 [Biblioteca Rector Gabriel Ferraté de la UPC].

Martín Monroy, M. *Conceptos de calidad industrial. Manual ICARO*. Edición: Ayuntamiento de Las Palmas de Gran Canaria, 2006. ISBN: 84-690-0658-4.

Martínez Camarero, C.; Baño Nieva, A.; Vigil-Escalera del Pozo, A. Hacia un nuevo modelo de construcción sostenible. *Revista Ambienta*, 2008, núm. 72.

Mckinsey Global Institute. *Costs and Potentials of Greenhouse Gas Abatement in Germany*. San Francisco: Mckinsey and Company, 2007.

Naredo, J.M. *Los recursos naturales y la alimentación humana*. Conferencia en el Curso Internacional de Estrategia y Planificación Alimentaria. Madrid: MAPA, 1990.

Nilsson, P.E. *Achieving the Desired Indoor Climate; Energy Efficiency Aspects of System Design*. Denmark: Narayana Press, 2003. ISBN 91-44-03235-8.

Nisbet, J.; Schucksmith, J. *Estrategias de aprendizaje*. Madrid: Santillana, 1986.

Olgay, Víctor. *Design with climate. Bioclimatic approach to architectural regionalism*. Princeton: University Press, 1963.

Pearce, D.; Markandya, A.; Barbier, E.B. *Blueprint for a Green Economy*. London: Earthscan Publications, 1989.

Petersdorff, C; Boermans, T; Stobbe, O; Joosen, S; Graus, W; Mikkers, E; Harnisch, J. *Mitigation of CO<sub>2</sub> Emissions from the Building Stock. Beyond the EU Directive on the Energy Performance of Buildings*. Informe realizado por ECOFYS para EURIMA & EuroACE. Colonia, 2004.

Petersdorff, C; Boermans, T; Joosen, S; Kolacz, I; Jakubowska, B; Scharte, M; Stobbe, O; Harnisch, J. *Cost-Effective Climate Protection in the Building Stock of the New EU Member States. Beyond the EU Energy Performance of Buildings Directive*. Informe realizado por ECOFYS para EURIMA. Colonia, 2005.

Petersdorff, C; Boermans, T. *Sensitivity Analysis of Cost Effective Climate Protection in the EU Building Stock*. Informe realizado por ECOFYS para EURIMA. Colonia, 2006.

Pfafferott, J. U.; Herkel, S.; E. Kalz, D. E.; Zeuschner, A. Comparison of low-energy office buildings in summer using different thermal comfort criteria. *Energy and Buildings*, 2007, núm. 39, p. 750-757.

Poirazis, H. Single Skin Glazed Office Buildings - Energy use and indoor climate simulations. Department of Architecture and Built Environment. Lund: Lund University, 2005.

Prowler, D. *The Role of Buildings and the Case for Whole Building Design. The Whole Building Design Volume*. DOI, 2007.

Pulido, A. Optimización de los pavimentos industriales desde una perspectiva sostenible y aplicación de la herramienta MIVES. Tesis doctoral, Universidad Politécnica de Cataluña, Departament d'Enginyeria de la Construcció, 2008. [Biblioteca Rector Gabriel Ferraté de la UPC].

Ramírez, A. Monográfico energía GBC, la construcción sostenible. *Física y Sociedad*, 2002, núm. 13.

Redclift, M. *Sustainable development: Exploring the contradictions*. London: Methuen, 1987, p. 217. ISBN 0-416-90250-2.

Sachs, J. *Poland's Jump to the Market Economy*. Lionel Robbins Lectures. The MIT Press, 1994. ISBN 0262691744.

Shiva, V. *Staying Alive: Women, Ecology and the Development*. Londres: Zed Books, 1989.

*Sostenibilidad en España 2010*. Informe del Observatorio de la sostenibilidad en España, 2010 capítulo 16, p. 315-412.

Tormenta Luis, M. *High performance Building Guidelines*. New York City: Department of Design and Construction (DDC), 1999.

Torres, M. La doble fachada acristalada ventilada en el clima Mediterráneo: optimización a través de simulaciones energéticas computacionales. Tesis doctoral, Universitat Politècnica de Catalunya, Departament d'Enginyeria de la Construcció, 2012. [Biblioteca ETSEIB de la UPC].

UICN, PNUMA y WWF. *Cuidar la Tierra. Estrategia para el futuro de la vida*. Gland, Suiza: UICN, PNUMA y WWF, 1991.

Unión Europea. Directiva 2010/31/UE DEL PARLAMENTO EUROPEO Y DEL CONSEJO de 19 de mayo de 2010 relativa a la eficiencia energética de los edificios (refundición) y por la que se modifica la Directivas 2002/91/CE. *Diario Oficial de la Unión Europea*, 18 de junio de 2010, L 153/13.

Unión Europea. Directiva 2009/28/CE DEL PARLAMENTO EUROPEO Y DEL CONSEJO de 23 de abril de 2009 relativa al fomento del uso de energía procedente de fuentes renovables y por la que se modifican y se derogan las Directivas 2001/77/CE y 2003/30/CE. *Diario Oficial de la Unión Europea*, 5 de junio de 2009, L 140/16.

Unión Europea. Directiva 2002/91/CE DEL PARLAMENTO EUROPEO Y DEL CONSEJO de 16 de diciembre de 2002 relativa a la eficiencia energética de los edificios. *Diario Oficial de las Comunidades Europeas*, 4 de enero de 2003, L 1/65.



Vale, B.; Vale, R. The Untapped Potential of the Low-Energy Building, *Town & Planning*. 1993, vol. 62.

Vattenfall AB. *Global Mapping of Greenhouse Gas Abatement to 2030*. Sweden: Vattenfall AB, 2007.

## Capítulo 3

# LA DOBLE FACHADA ACRISTALADA

### 3.1 INTRODUCCIÓN

Las mejoras en la tecnología del vidrio y su popularización como distintivo característico de los edificios comerciales han contribuido en las últimas décadas al aumento del número de fachadas acristaladas, principalmente en oficinas de grandes ciudades europeas y norteamericanas.

La justificación más empleada para la utilización extensiva del vidrio en edificación, dejando de lado su atractivo arquitectónico, se basa en el argumento que una envolvente de estas características permite mejorar la transparencia y la iluminación natural en el interior del edificio, a la vez que refuerza la imagen corporativa del mismo.

Sin embargo, el bajo nivel de aislamiento proporcionado por las superficies de vidrio está relacionado con importantes pérdidas y ganancias térmicas a través de la fachada. Si el edificio está en condiciones estivales o localizado en climas cálidos, las ganancias de calor son predominantes y el coste de refrigeración se convierte en un problema importante. En estas condiciones, es necesario mejorar el comportamiento global del sistema (Oesterle et al. 2001; Faggebauu 2006; Gratia y De Herde 2007; Geissler 2005; Thomas 2005).

Diversos autores (Oesterle et al. 2001; Compagno 2002; Lee et al. 2002; Faist 1998; Kragh 2000) sugieren que el uso de fachadas ventiladas facilita la reducción de las ganancias térmicas interiores, ya que la cámara de ventilación existente reduce la temperatura dentro del edificio. A partir de este concepto surge la Doble Fachada Acristalada (DFA), ventilada o no, que pretende dar respuesta a las limitaciones del muro cortina en cuanto a consumo energético y a condiciones de confort térmico.

Según Poirazis (2004), la Doble Fachada Acricalada es una tendencia arquitectónica, de implantación creciente en edificios de oficinas en Europa y Norteamérica, empleada principalmente con los siguientes objetivos:

- La voluntad estética de disponer de un cerramiento ligero y transparente que evidencie el funcionamiento interno y la estructura del edificio.
- La necesidad de mejorar el confort térmico interior de edificios con muro cortina.
- La necesidad de reducir el consumo energético del edificio en la fase de uso del mismo.
- La necesidad de mejorar el confort acústico en edificios situados en zonas de alta contaminación acústica.

Las ventajas e inconvenientes en el uso de la DFA han sido y son objeto de múltiples debates (Oesterle et al. 2001; Compagno 2002; Lee et al. 2002; Arons 2000; Faist 1998; Kragh 2000; Jager 2003), ya que aún existe una falta de datos fiables sobre el comportamiento real de los edificios que disponen de fachadas de este tipo. La necesidad de predecir el comportamiento real de la DFA en función de sus diversos parámetros constructivos y operacionales, sobre todo en los temas relativos a su consumo energético y al potencial impacto sobre el medio que supone, aún no ha sido resuelta.

## 3.2 HISTORIA

El concepto de fachada de doble piel no es nuevo, sino que tiene relación con muchas de las técnicas aplicadas actualmente con el objetivo de obtener edificios de bajo consumo de energía. Así por ejemplo, son conocidos desde hace muchos años los beneficios de emplear un espacio cerrado o *buffer* como acumulador de calor para mejorar el confort térmico de espacios no calefactados. En países centroeuropeos muchas casas antiguas se construían con ventanas tipo caja, es decir, ventanas dobles accesibles, con persianas en el espacio intermedio, que permitían aumentar el aislamiento térmico. El conjunto podía abrirse en verano para promover la ventilación, mientras que las persianas permitían bloquear la radiación solar en caso de necesidad (Dickson 2004). Por su parte, las fachadas dobles de albañilería, que disponen de una cámara de aire entre sus dos hojas, han sido utilizadas durante mucho tiempo en las regiones de clima frío, disminuyendo de este modo las pérdidas de calor a través de la fachada.

Sin embargo, para dar el salto desde estas primeras aplicaciones del concepto de fachada doble hacia un cerramiento completo en que el elemento característico fuera el vidrio, era necesario el uso de tecnologías no disponibles en estos casos iniciales. Las condiciones favorables para la aparición de fachadas totalmente acristaladas se dieron en el siglo XIX, cuando la innovación en la tecnología de producción industrial del vidrio y la generalización de los perfiles metálicos permitió construir los primeros cerramientos ligeros, transparentes y exentos del sistema estructural del edificio. Esta nueva solución constructiva, bautizada como muro cortina, comenzó a ser aplicada en fachadas y cubiertas de edificios en toda Europa, siempre para usos comerciales, administrativos y de exhibición, ya que se consideraban un escaparate perfecto para el uso y difusión de la arquitectura del vidrio. En este ámbito, se considera al Crystal Palace de Londres, construido por Paxton en 1851, el precursor de los cerramientos acristalados.

Respecto a la concepción de la DFAV, ya en el año 1849, Jean Baptiste Jobard, director de la Industria en Bruselas, describió una temprana versión de la fachada de doble piel ventilada, explicando el mecanismo por el cual el aire caliente y el frío circulaban entre dos vidrios de forma diferente durante el invierno y el verano, mejorando así el comportamiento térmico del conjunto.

Según diversos autores (Poirazis 2004; Dickson 2004; Crespo 1999), el primer edificio construido con tipología de DFA fue la Fábrica Steiff, diseñada en 1903 por Richard Steiff en Giengen, Alemania. Los principales requerimientos que debía cumplir la fachada eran proporcionar una mayor iluminación natural y mejorar el aislamiento térmico contra el frío extremo y la alta exposición del edificio a los fuertes vientos de la región.

Otro ejemplo del uso temprano de fachadas de doble piel puede verse en la Oficina Postal de Ahorros de Viena, de Otto Wagner, que fue construida en dos fases entre 1904 y 1912.

Durante la década de 1920 se produjeron algunas aplicaciones en edificios del concepto de fachada de doble piel. Moisei Ginzburg lo utilizó en el proyecto de construcción del edificio de viviendas Narkomfin, diseñado en 1928 y finalizado en 1932. Pero uno de los principales impulsores del concepto de la fachada de doble piel fue Le Corbusier, que creó la idea de "*Mur Neutralizant*", aplicándola a los edificios de los Ministerios de Industrias Ligeras en Moscú, en el diseño de la Cité de Refuge (1928), y el Immeuble Clarte (1930). Sin embargo, el sistema no se llegó a implantar en la construcción de estos edificios, ya que se consideró demasiado caro e ineficiente (Crespo 1999).

No fue hasta el año 1936 en que Le Corbusier pudo construir su primer edificio con DFA, cuando estableció una colaboración con arquitectos brasileños para el diseño del edificio del Ministerio de Educación Nacional en Río de Janeiro y encargó la construcción del mismo a Oscar Niemeyer. En este edificio incorporó el uso de protecciones solares, denominadas "*brise-soleil*", para permitir el control de la radiación solar a través de la fachada en función de la posición solar (Hernández 2008).

Sin embargo, después de estas primeras experiencias, no hubo progresos relevantes en la aplicación de la DFA hasta finales de la década de 1970. En cambio, el muro cortina fue imponiéndose en las grandes ciudades de todo el mundo, principalmente en el ámbito de los edificios de oficinas. Arquitectos del Movimiento Moderno, como Le Corbusier, Mies Van der Rohe, Behrens o Walter Gropius fueron pioneros en el uso de esta tipología constructiva en sus proyectos, contribuyendo a su diseminación por todo el mundo. Algunos ejemplos de su aplicación son el Equitable Saving Bank de Portland (Belluschi 1948), la Lever House de Nueva York (S.O.M. 1952) y el edificio Seagram (Mies Van der Rohe y Philip Johnson, Nueva York 1958).

La implantación del muro cortina, no obstante, no se vio condicionada por las características climáticas locales, lo que implicó que se requirieran medios de acondicionamiento mecánicos con un elevado consumo energético para garantizar un clima interior confortable en los edificios. Esta demanda no supuso un problema hasta las crisis del petróleo de los años 1973 y 1979, que condujeron a un cambio de paradigma en el consumo de energía. Como consecuencia del incremento en los costes de la energía, la atención se centró en mejorar el diseño de la envolvente de los edificios con el objetivo de reducir las entradas y salidas de calor a través de la misma. Así, se mejoraron los materiales aislantes y se desarrollaron nuevas tipologías de vidrios, templados, laminados y de baja emisividad, con los cuales se consiguió una mayor transparencia y acceso de luz natural sin reducir las

prestaciones energéticas de la fachada. También se generalizó la implantación de protecciones solares de diversas tipologías, sistemas verticales, horizontales, fijos u orientables, etc. En la década de 1990 se desarrollaron los primeros vidrios selectivos, que permitían una alta transmisión del espectro visible a la vez que bloqueaban otras longitudes de onda de la radiación solar incidente. Estos materiales ofrecían una solución en los casos en que no podían ser instaladas protecciones solares en fachada. Otras tecnologías innovadoras que aparecieron en esa década, como los vidrios electrocrómicos y fotocrómicos, que cambian sus propiedades dependiendo de las condiciones ambientales, aún necesitan de cierto desarrollo tecnológico para que su implantación a gran escala en edificios sea económicamente viable (Dickson 2004).

En contraste con estos desarrollos incipientes, se consideró necesario redefinir el concepto de muro cortina con el objetivo de mejorar el control del ambiente interior, pasando de un sistema totalmente mecánico a un sistema mixto en el cual se combinaran métodos tradicionales con métodos pasivos para mantener el confort térmico. Esta necesidad llevó a revisar las aplicaciones de fachadas de doble piel que se habían hecho décadas antes, lo que condujo a una mejora de la tecnología de DFA que llevó a su aplicación a gran escala.

El primer edificio que se construyó en Norteamérica siguiendo estas nuevas premisas fue el Centro Químico Occidental, también conocido como The Hooker Office Building, en Niágara Falls. Este edificio fue diseñado en 1978 por Cannon Design y HOK Designs, y su construcción finalizó en 1980, convirtiéndose en uno de los ejemplos más antiguos de DFA contemporánea.

Otro edificio que incorporó elementos propios de la doble fachada de vidrio fue el edificio Lloyds en Londres, diseñado por Richard Rogers & Partners en 1978 y finalizado en 1986 (Crespo 1999).

En Gran Bretaña el concepto de DFA se hizo popular en la década de 1980. Los primeros en incorporarlo en el diseño de un edificio fueron Arup Associates, en 1984, en el edificio de oficinas Briarcliff House, situado en Farnborough. En este edificio se empleó un sistema de ventilación mixto, utilizando el aire de la cavidad como aire precalentado para el sistema de calefacción del edificio.

En la década de 1990, dos factores influenciaron en gran medida en la proliferación de edificios con DFA. Por una parte, la creciente preocupación por los problemas medioambientales comenzó a influir en el diseño arquitectónico, tanto desde un punto de vista técnico como político. Este último fomentó la construcción de edificios de menor impacto ambiental con el objetivo de mejorar la imagen de los edificios del sector terciario. El otro argumento empleado habitualmente era que la DFA permitía disponer de ventanas accesibles para facilitar la ventilación natural, independientemente de la altura del edificio y de las condiciones de viento exteriores, lo que aumentaba la flexibilidad del sistema y la capacidad de control de los usuarios del mismo.

Algunos de los ejemplos más publicitados del uso de DFA en este entorno fueron los RWE AG Headquarters, diseñados por Ingenhoven, Overdiek Kahlen & Partners, y el Commerzbank HQ de Foster & Partners, ambos edificios finalizados en Alemania en 1997, así como la Debits Tower de Renzo Piano, construida en 1998 en Berlín (Crespo 1999).

Como resultado del gran interés, tanto de arquitectos como de clientes, por el uso de envolventes transparentes en edificios de oficinas, han aparecido en los últimos años un número creciente de proyectos, especialmente en Europa, donde se ha empleado la tipología

de DFA. Algunos ejemplos son los trabajos de Herzog and De Meuron (Signal Box auf dem Wolf), Peter Zumthor (Kunsthaus Bregenz), Frank Gehry (Ginger and Fred Building), Rafael Moneo (Kursaal) o Norman Foster (The Gherkin).



Figura 3.1  
Torre Iberdrola. César Pelli  
Bilbao



Figura 3.2  
Torre de Cristal. César Pelli  
Madrid

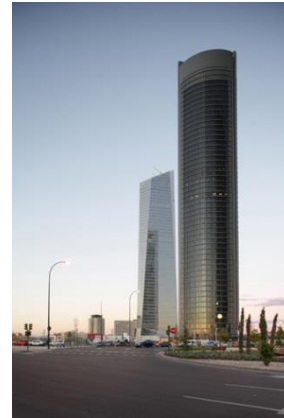


Figura 3.3  
Torre Sacyr-Vallehermoso. Rubio &  
Álvarez-Sala. Madrid

La mayoría de estos proyectos, como ya se ha comentado, se encuentran localizados en países de clima continental (Alemania, Dinamarca, Suecia, Finlandia e Inglaterra principalmente). En el caso concreto de España, la tipología de DFA también ha sido utilizada en diversos casos, aunque no tan numerosos como los antes mencionados. Así por ejemplo, destacan los edificios de César Pelli –la Torre Iberdrola en Bilbao y la Torre de Cristal en Madrid (Figura 3.1 y Figura 3.2)– y de Rubio & Álvarez-Sala –la Torre Sacyr-Vallehermoso en Madrid (Figura 3.3)–, o los edificios de Ricardo Bofill –el edificio Nexus II, la Terminal T1 del aeropuerto del Prat o el edificio del Consorci de la Zona Franca– y la Torre Agbar de Jean Nouvel en Barcelona (Figura 3.4 y Figura 3.5).



Figura 3.4 y Figura 3.5.  
Torre Agbar. Jean Nouvel. Barcelona

### 3.3 DEFINICIÓN Y CONCEPTO DE LA DOBLE FACHADA ACRISTALADA

Existen múltiples expresiones para referirse a las fachadas de doble piel: fachadas activas, fachadas multipiel, fachadas acristaladas múltiples, dobles fachadas acristaladas y fachadas de piel inteligente, entre otras. En el presente estudio, el término adoptado para referirse a esta tipología será Doble Fachada Acristalada (DFA), con la especificación pertinente de si está ventilada (DFAV) y cómo se ventila. En general una DFA es, básicamente,

una fachada compuesta de una piel exterior –habitualmente toda de vidrio–, una entrepiel o cavidad –que puede ser ventilada o no– y una piel interior, que puede ser completa o parcialmente acristalada.

El primer autor que se refirió al concepto que nos ocupa fue Davies (1981), quien lo definió con el nombre de Muro Polivalente a principios de la década de 1980. Fue la primera vez que se entendió la envolvente edificatoria como una piel o capa interactiva que debía adaptarse a las condiciones ambientales cambiantes. El Muro Polivalente se interpretaba pues como un elemento dinámico que debía responder a los requerimientos técnicos, medioambientales y estéticos de los edificios.

Hay diversas definiciones de DFA. La mayoría de los autores coinciden en el concepto de ventilación y composición multicapa de la fachada. Sin embargo, algunos hacen más incidencia en ciertas cualidades y características de la DFA. Así, ciertos autores remarcen las propiedades aislantes de las pieles de vidrio y de la cavidad (Boake 2006), la aplicación de esta tecnología en la rehabilitación de edificios –a través de la instalación de la piel de vidrio exterior frente a la fachada inicial del edificio (Compagno 1995)–, así como los altos niveles de aislamiento acústico conseguidos (Lee et al. 2002) o la posibilidad de instalar elementos de protección solar en el interior de la entrepiel de la DFA (Compagno 1995; Lee et al. 2002).

Uno de los principales autores de referencia, Poirazis (2004), define la DFA como “Un sistema compuesto por dos pieles de vidrio colocadas de tal manera que el aire fluye en la cavidad intermedia. La ventilación de la cavidad puede ser natural, mecánica o mixta. Además del tipo de ventilación, el origen y destino del aire pueden variar en función de diversos parámetros del edificio, como las condiciones climáticas, el uso, la ubicación, el horario de funcionamiento y la estrategia de climatización del mismo. Las pieles de vidrio pueden ser simples o dobles, y el ancho de la cavidad puede variar de 20 cm hasta 2 metros. A menudo, por razones de protección y extracción de calor durante el período de refrigeración, se colocan dispositivos de protección solar en el interior de la cavidad.”

Poirazis resume el concepto de Doble Fachada Acristalada fundamentalmente mediante tres elementos, definidos a su vez por Saelens (2002). Estos elementos son:

- La construcción de la envolvente en sí misma, formada por dos capas separadas por una cavidad.
- La transparencia de la envolvente, conseguida gracias al uso del vidrio.
- La cavidad intermedia ventilada, que puede ser abierta o cerrada para permitir el flujo de aire en el interior de la fachada.

La piel exterior proporciona protección contra las inclemencias climatológicas al mismo tiempo que mejora el aislamiento acústico de las fachadas de vidrio de una sola piel. Esta capa contiene aberturas que permiten el intercambio del aire exterior con el aire de la cavidad intermedia, y también con los espacios interiores del edificio en el caso que la piel interior también disponga de aberturas (Figura 3.6). Esto ofrece la posibilidad de adaptar el comportamiento del edificio a las variaciones climáticas.



Figura 3.6. Elementos básicos de una DFA

Otros de los autores más citados en el campo de la DFA, Oesterle et al. (2001), definen la doble fachada acristalada ventilada como “Una envolvente multicapa, formada por una capa externa y otra interna que delimitan un espacio o *buffer* utilizado para la ventilación controlada y la protección solar”. Con esta definición se pone énfasis en la capacidad de las fachadas multicapa para mejorar el comportamiento térmico de edificios frente a las variaciones de las condiciones exteriores.

De hecho, la idea de la DFA como mejora del comportamiento energético de los edificios, gracias a la adaptación del funcionamiento de su entreciel a las circunstancias climáticas exteriores, es el hilo conductor de muchos de los autores que la han estudiado.

Así, Uuttu (2001) expone que la cavidad de la DFA está conectada con el exterior, permitiendo la abertura de las ventanas interiores, posibilitando así la ventilación natural y la refrigeración nocturna en verano, aspectos cruciales en el caso de edificios altos, donde las presiones externas del viento son elevadas. En el caso de invierno, el autor identifica la cavidad de la DFA como un acumulador térmico, que mejora el aislamiento, reduce las pérdidas de calor y permite la calefacción solar pasiva a través de la envolvente.

En esta misma línea, Harrison y Meyer-Boake (2003) definen la DFA como “Esencialmente un par de pieles de cristal separadas por una cavidad de aire. La capa principal de cristal es generalmente aislante. El espacio aéreo entre las capas de vidrio actúa como aislamiento contra las temperaturas extremas, los vientos, y el ruido. Los dispositivos de protección solar están situados a menudo entre las dos pieles.”

Por su parte, Kragh (2000) determina que la DFA es “Un sistema que consiste en una pantalla externa, una cavidad ventilada y una pantalla interna. El sistema de protección solar se coloca en la cavidad ventilada. La profundidad de la cavidad y el tipo de ventilación dependen de las condiciones ambientales, del funcionamiento deseado de la envolvente y del diseño global del edificio”. El autor incide en el hecho que el uso de pieles múltiples en la fachada mejora el aislamiento térmico y acústico del edificio frente a las variaciones del ambiente exterior.



Según Dickson (2004), el Belgian Building Research Institute (BBRI) (2002) propone una de las más acertadas definiciones existentes del concepto de DFA: “Una fachada que cubre una o varias plantas, construida con múltiples pieles acristaladas. En esta clase de fachada, la cavidad de aire situada entre las pieles se ventila de manera natural o mecánica, y la estrategia de ventilación de dicha cavidad puede variar con el tiempo. A menudo el conjunto dispone de dispositivos y sistemas automatizados integrados –como por ejemplo elementos de sombra, sistemas de apertura motorizados o ventiladores–, que permiten mejorar el clima interior con técnicas activas o pasivas. Durante la mayor parte del tiempo tales sistemas se manejan de manera semiautomática vía sistemas de control”.

En el documento *Ventilated Facades –Classification and illustration of façade concepts* (BBRI 2004), se aporta una definición en la que también destaca la idea de la DFA como “Una fachada simple tradicional, duplicada hacia el exterior o el interior por una segunda”.

Compagno (2002), por su parte, entiende la Doble Fachada Acristalada como “Una disposición de una piel de cristal delante de la fachada real del edificio. Los dispositivos de control solar se colocan en la cavidad entre estas dos pieles, que los protege contra las influencias del tiempo y la contaminación atmosférica, un factor de particular importancia en edificios altos o en los situados en caminos transitados”.

Según Claessens y de Herde (2005) “Una segunda fachada de piel es un envoltorio adicional del edificio instalado sobre la fachada existente. Esta fachada adicional es principalmente transparente. El nuevo espacio entre la segunda piel y la fachada original es un espacio almacenador intermedio que se puede calentar por radiación solar, dependiendo de la orientación de la fachada. Si el sistema se ha orientado hacia el sur, este aire calentado por el sol se utiliza como calefacción en invierno. La cavidad debe ser ventilada para evitar un sobrecalentamiento en otros períodos”.

Como puede observarse en estos tres últimos casos, además de su capacidad para mejorar el comportamiento térmico del conjunto, tanto Dickson como Compagno y Claessens y de Herde ponen de manifiesto la capacidad de la DFA en la rehabilitación de edificios, mediante la instalación de una segunda capa de vidrio colocada exteriormente en el edificio, frente a la fachada existente. La importancia de este punto también se expone en el trabajo de Torres (2012).

Otros autores como Faggembauu (2006), además de definir la DFA como una fachada ventilada multifuncional (en la línea del Muro Polivalente de Davies), incluyen dentro del concepto la flexibilidad para integrar diferentes tipos de diseño en la DFA, usando elementos fotovoltaicos, sistemas de aislamiento transparente (TIM) o materiales de cambio de fase (PCM) en el interior de la cavidad, para aumentar la masa térmica total de la fachada.

Las DFA son pues sistemas flexibles que permiten la integración de una gran variedad de elementos, que se añaden a la estructura básica para mejorar el funcionamiento global del edificio. A los ya nombrados, pueden añadirse por ejemplo la adición de plantas como elementos de protección solar en el interior de la cavidad (Stec, van Paassen y Maziarz 2005), la colocación de escaleras en la cavidad, si existe suficiente área disponible, la utilización de vidrios con cámara de agua, etc.

Resumiendo puede decirse, de acuerdo a las descripciones presentadas, que el sistema de DFA es una construcción multicapa caracterizada por la existencia de una cavidad ventilada

situada entre dos pieles generalmente transparentes. Las configuraciones de la fachada están determinadas básicamente por las condiciones ambientales exteriores.

Más detalladamente, este sistema constructivo está formado por:

- **Piel exterior:** usualmente totalmente acristalada mediante paneles de vidrio (generalmente vidrios simples laminados con factor solar bajo). Dispone de aberturas para permitir la ventilación de la entrepiel. Tiene como objetivo básico proteger contra la intemperie, aislar acústicamente contra el ruido externo y ejercer de barrera contra la radiación solar incidente, además de proteger contra posibles impactos.
- **Piel interior:** usualmente se emplean vidrios dobles térmicos (pueden ser bajo emisivos). Dispone también de aberturas practicables, que pueden ser controladas por el usuario, lo que permite la ventilación natural en el interior del edificio. Tiene como función aislar térmicamente el ambiente interior del edificio del espacio entre las dos pieles, además de evitar que el ruido producido dentro del edificio se propague por la entrepiel llegando a otras zonas. También ha de evitar las pérdidas de calor desde el interior hacia la entrepiel.
- **Entrepel (o cavidad):** su anchura puede variar entre 20 cm a más de 2 m, siendo esta variable determinante en las propiedades del flujo de aire desarrollado en el interior de la cavidad y en el mantenimiento de la fachada (generalmente se recomienda una anchura mínima de 60 cm para facilitar este punto). La ventilación en el interior de la cavidad puede ser natural (por efecto chimenea), forzada (mediante ventiladores mecánicos) o híbrida (una combinación de las dos anteriores). Por último, en el interior de la cavidad suelen integrarse sistemas de protección solar (generalmente persianas formadas por lamas horizontales) que suelen estar controladas automáticamente. Este punto es especialmente importante en las DFA situadas en zonas que presentan un clima de alta radiación solar, como el mediterráneo.

### 3.4 CLASIFICACIÓN DE LAS DOBLES FACHADAS ACRISTALADAS

Existen diferentes maneras de clasificar las diversas tipologías existentes de DFA, en función del tipo de construcción y la compartimentación de la fachada, del tipo de flujo de aire en el interior de la cavidad, el origen y destino de este flujo, el grado de hermeticidad de las pieles, los materiales empleados, etc.

Quizá la clasificación cuyo uso está más extendido es la citada por autores como Oesterle et al. (2001), Saelens (2002), Lee et al. (2002), Loncour et al. (2004) y Poirazis (2004), donde se establecen tres grandes grupos, en función de:

- El modo de ventilación de la entrepiel.
- La naturaleza de la fuente que impulsa el aire.
- La compartimentación de la fachada.

#### 3.4.1 Clasificación según el modo de ventilación de la entrepiel

Bajo esta clasificación pueden encontrarse cuatro tipos básicos de DFAV: fachada suministradora (*supply facade*), extractora (*exhaust facade*), cortina de aire exterior (*exterior curtain air facade*) y cortina de aire interior (*interior curtain air facade*) (Saelens 2002, Figura 3.7).

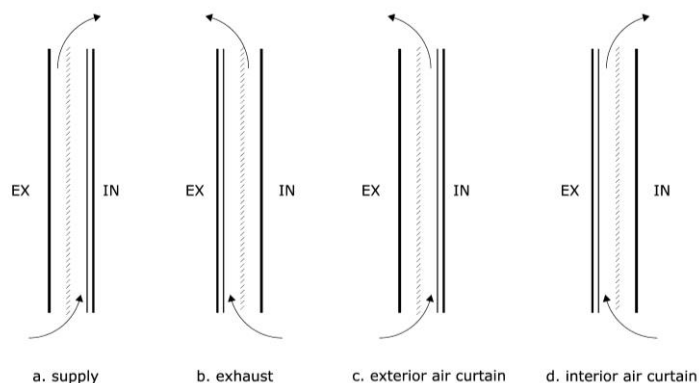


Figura 3.7. Clasificación de DFAV según el origen y dirección del flujo de aire desarrollado en la cavidad (Saelens 2002)

- **Fachada suministradora:** permite la ventilación natural del espacio interior del edificio, suministrando aire fresco desde el exterior. El aire entra por la abertura inferior, se calienta en la cavidad y se introduce en el interior del edificio a través de una abertura localizada en la piel interna. Esta opción puede utilizarse también para refrescar el espacio interior durante el día o la noche, dependiendo de las condiciones exteriores. Este tipo de fachada puede emplearse en regiones donde la ventilación natural es posible debido a una temperatura del aire suave y a una calidad aceptable del mismo. También puede ser utilizada en climas fríos, según la estación; en este caso, la ventilación natural es posible si se precalienta el aire exterior. Por el contrario, esta tipología no sería indicada para un ambiente ruidoso exterior, debido a la transmisión sonora aérea.
- **Fachada extractora:** es de uso frecuente en climas templados, donde las altas temperaturas del aire no permiten la ventilación natural del edificio. En este caso la cavidad trabaja como un conducto extractor para el espacio interior climatizado, y es enfriada a través del aire interior del edificio. Este tipo de fachada requiere el uso de equipos mecánicos de climatización para el espacio interior. Igual que la tipología anterior, un ambiente exterior ruidoso afecta negativamente al ambiente interior.
- **Cortina de aire exterior:** se utiliza en climas suaves donde la temperatura del aire exterior permite el enfriamiento natural de la cavidad. Este aire entra en la cavidad a través de su abertura inferior, va absorbiendo calor a medida que asciende y finalmente sale por la abertura superior. Este tipo de fachada requiere el acondicionamiento del espacio interior mediante equipos mecánicos. En este caso, un ambiente exterior ruidoso no afecta seriamente al funcionamiento del espacio interior.
- **Cortina de aire interior:** se utiliza principalmente en climas fríos, para precalentar el aire de climatización y como acumulador térmico. El aire procedente del edificio entra en la cavidad por la abertura inferior de la piel interna y absorbe calor durante su trayectoria ascendente, volviendo finalmente a introducirse en el edificio. En esta tipología de fachada también es necesario disponer de un equipo mecánico para climatizar el ambiente interior. En este caso el ruido exterior puede ser controlado, al no haber aberturas operativas en la piel externa de la fachada.

A esta clasificación básica cabe añadir una quinta tipología (Loncour et al. 2004; Dickson 2004), correspondiente a la fachada trabajando en modo de acumulador de calor (*buffer facade*). Este modo de operación no permite la ventilación del interior del edificio, al estar las

aberturas de acceso de aire de las dos pieles cerradas. La cavidad se convierte así en un acumulador del calor procedente de la radiación solar incidente, calor que se transmite al interior del edificio disminuyendo las necesidades de calefacción en condiciones de invierno. Respecto al aislamiento acústico del conjunto, en este caso se presentan valores óptimos para el mismo.

### 3.4.2 Clasificación según la fuente generadora del flujo de aire en la entrepiel

- **Ventilación natural:** la ventilación de la fachada puede realizarse a través de dos mecanismos: la presión del viento o el efecto chimenea. La presión del viento generalmente controla la velocidad y el volumen de la circulación de aire. Si el sistema está diseñado de manera adecuada, la corriente de viento a través de la fachada puede crear una diferencia de presiones entre las aberturas de entrada y salida de la entrepiel, induciendo el movimiento de aire. Además de este mecanismo, la cavidad puede ventilarse a través del efecto chimenea, exista una corriente de viento exterior o no. Este efecto se produce porque al calentarse el aire dentro de la cavidad, gracias a la radiación solar, su densidad disminuye y el efecto de la flotabilidad térmica pasa a ser importante. En consecuencia, se produce una circulación de aire entre la entrada y la salida de la cavidad, que permite la extracción de calor de la misma. Las aberturas de la fachada deben estar diseñadas de manera adecuada, para evitar que el aire caliente de la cavidad tienda a radiar hacia el interior del edificio, y que la apertura de las ventanas de la piel interior produzca una entrada de aire caliente (Li 2001). El concepto de fachada asociado a este tipo de ventilación es el de “Fachada pasiva” (Kragh 2000).
- **Ventilación mecánica:** la ventilación de la entrepiel es forzada a través de ventiladores y extractores mecánicos. En estos sistemas, las características del flujo de aire son fáciles de calcular, y por lo tanto son conocidas y previsibles. Es posible generar la circulación de aire mediante el sistema de climatización, en cuyo caso se pueden conocer también la temperatura y la humedad. Las fachadas suministradoras y las cortinas de aire interior, antes comentadas, son tipologías ventiladas por sistemas mecánicos. El concepto de fachada asociado a este tipo de ventilación es el de “Fachada activa” (Kragh 2000).
- **Sistemas híbridos:** una DFAV puede funcionar basándose en una solución híbrida de circulación de aire, trabajando con la circulación de aire natural cuando el clima así lo permite y recurriendo a la ventilación mecánica cuando sea necesario. El concepto de fachada asociado a este tipo de ventilación es el de “Fachada interactiva” (Kragh 2000).

Los conceptos de fachada asociados a los diferentes tipos de ventilación que se han indicado en los tres puntos anteriores se corresponden con la clasificación establecida por Kragh (2000), creada con el objetivo de subrayar la relevancia de la ventilación en el comportamiento térmico de la DFAV. Así pues Kragh diferencia entre:

- **Fachada ventilada naturalmente o pasiva (*Naturally Ventilated Wall*):** formada por la adición de una segunda piel en el exterior de la envolvente edificatoria. En periodos con poca radiación solar, esta piel extra proporciona aislamiento térmico adicional al conjunto. En periodos con radiación solar importante, la piel se ventila de manera natural gracias al efecto chimenea creado en la entrepiel gracias al fenómeno de flotabilidad del aire. Las ganancias de calor debidas a la carga solar se reducen al ser expulsado el aire caliente de la cavidad hacia el exterior. Para que el sistema funcione de manera correcta, la diferencia de temperaturas entre el aire exterior y el aire caliente

de la cavidad debe ser suficientemente elevada. Por ello, se recomienda la utilización de este tipo de fachadas en climas templados.

- **Fachada activa (*Active Wall*):** la fachada trabaja conjuntamente con el sistema de climatización del edificio. En invierno ayuda a precalentar el aire y a recuperar calor del sistema de calefacción, y en verano permite evacuar el calor absorbido por radiación solar. En ambos casos la temperatura superficial del vidrio interior se mantiene a una temperatura muy similar a la temperatura ambiente del interior del edificio, disminuyendo de este modo el efecto pared fría y aumentando el confort de los ocupantes en la zona perimetral del edificio. Se recomienda el uso de este tipo de fachada en climas fríos.
- **Fachada interactiva (*Interactive Wall*):** la fachada trabaja de manera similar al caso pasivo, con la diferencia que el sistema no depende únicamente del efecto chimenea, sino que existe un sistema de ventilación forzada de soporte, que actúa en la entrepíel en condiciones de temperatura ambiental elevada. Durante los períodos fríos o sin radiación solar (como por ejemplo durante la noche), la ventilación puede minimizarse para evitar pérdidas y aumentar el aislamiento térmico. Este tipo de fachada es el ideal para climas cálidos.

### 3.4.3 Clasificación según la compartimentación de la entrepíel

La manera en que se realiza la compartimentación de la cavidad en una DFAV (horizontal y/o verticalmente) determina de qué forma ésta será ventilada, enfriada y calentada. También influye en la propagación de ruidos y olores a través de la fachada, así como en la propagación del humo y del fuego en caso de incendio.

Oesterle et al. (2001) proponen la siguiente clasificación, basándose en la disposición del espacio ventilado de la DFAV:

- **Sistemas individuales de ventilación (*Box Window*):** probablemente se trata de la tipología de fachada de doble piel más antigua utilizada. Consiste en una solución de doble ventana, donde la piel exterior dispone de aberturas en la parte superior e inferior de cada módulo de ventilación, para permitir la entrada y salida de aire a la entrepíel. La piel interior también cuenta con aberturas para realizar estos intercambios de aire.

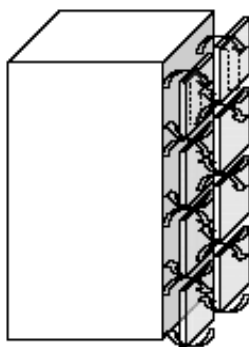


Figura 3.8. Esquema de una DFAV con tipología *Box Window* (www.ebd.lth.se)

En esta tipología hay divisiones horizontales a lo largo del eje del edificio, compartimento por compartimento. Verticalmente, las divisiones suelen realizarse de

planta a planta, o bien de ventana en ventana. Estas continuas compartimentaciones ayudan a controlar la transmisión de ruidos y olores entre los diferentes espacios.

La tipología de *Box Window* suele utilizarse en zonas que presentan niveles de ruido externo elevados, así como en los casos en que haya necesidades especiales de aislamiento acústico entre recintos contiguos. Una de sus grandes ventajas es que evita la acumulación excesiva de calor, al presentar cada módulo sus propias e independientes entradas y salidas de aire.

- **Sistema de ventilación común por conducto vertical (*Shaft-Box Window*):** este sistema es una variación del *Box Window*, que dispone de un sistema de conductos verticales que se prolongan por un determinado número de plantas, creando un efecto chimenea. La disposición de la fachada alterna un segmento de *Box Window* con otro de conducto vertical, estando conectados ambos, en cada planta, mediante una abertura. El efecto chimenea producido lleva el aire de la *Box Window* al conducto vertical y de aquí a la salida, donde es conducido al exterior.

El sistema de funcionamiento puede verse en la Figura 3.9 y la Figura 3.10.

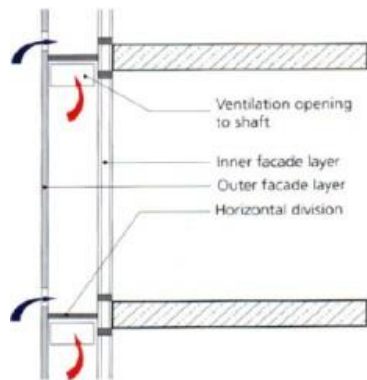


Figura 3.9  
Esquema de ventilación *Shaft-Box*.  
Sección (Oesterle et al. 2001)

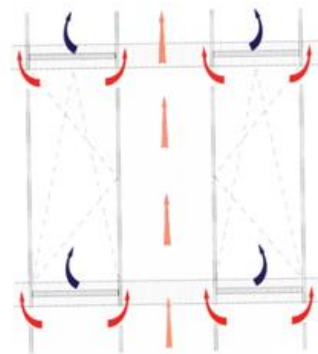


Figura 3.10  
Esquema de ventilación *Shaft-Box*.  
Vista frontal (Oesterle et al. 2001)

Esta tipología necesita tan sólo algunas aberturas en la piel exterior, al disponer del efecto chimenea del conducto vertical, lo que comporta un aislamiento acústico más eficiente. La altura de los conductos verticales está limitada, por lo que esta tipología se adapta mejor a edificios que no sean de gran altura.

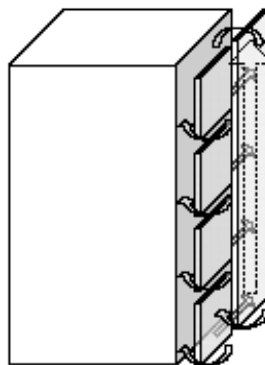


Figura 3.11. Esquema de una DFAV con  
tipología *Shaft-Box* (www.ebd.lth.se)

- **Sistema de ventilación en diagonal con entradas y salidas de aire intercaladas (*Corridor Facade*):** en esta tipología de DFAV las aberturas para la entrada y salida de aire están situadas en la parte inferior y superior de cada módulo, dispuestas de forma escalonada para evitar que el aire viciado que sale de una planta penetre en la entrada de aire de la planta inmediatamente superior, produciendo una recirculación que provocaría problemas de funcionamiento. El recorrido del aire en la cavidad intermedia es, pues, diagonal, como se muestra en la Figura 3.12 y la Figura 3.13.

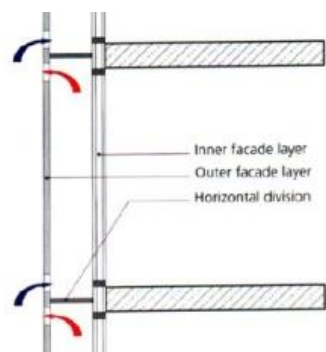


Figura 3.12  
Esquema de ventilación *Corridor Facade*. Sección (Oesterle et al. 2001)

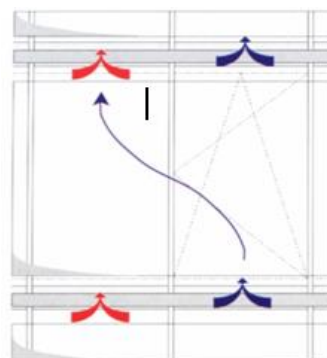


Figura 3.13  
Esquema de ventilación *Corridor Facade*. Vista frontal (Oesterle et al. 2001)

En esta tipología de DFAV un mismo espacio de entrepíel es compartido horizontalmente por recintos adyacentes, de manera que será necesario tener más en cuenta los aspectos de transmisión acústica entre recintos.

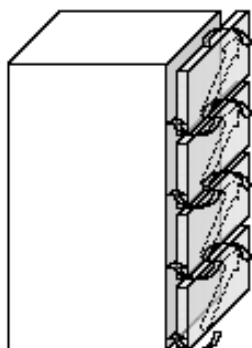


Figura 3.14. Esquema de una DFAV con tipología *Corridor Facade* (www.ebd.lth.se)

- **Sistemas de ventilación continua (*Multistorey Facade*):** en esta tipología la cavidad intermedia es un espacio continuo, tanto vertical como horizontalmente. En casos extremos, este espacio se puede extender alrededor de todo el edificio. La ventilación de la entrepíel se hace a través de grandes aberturas situadas cerca del suelo y en la última planta del edificio (ver Figura 3.15 y Figura 3.16).

Este tipo de DFAV está indicado para zonas con niveles de ruido externo muy elevados, ya que el número de aberturas de la fachada está muy limitado. El interior del edificio debe ser ventilado mecánicamente, y es necesario controlar las transmisiones de ruido entre recintos adyacentes. A pesar de la ventilación mecánica, el principal problema de la *Multistorey Facade* es la gran acumulación de calor que puede llegar a producirse en la entrepíel.

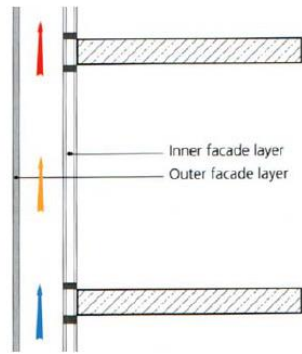


Figura 3.15  
Esquema de ventilación  
*Multistorey Facade*. Sección.  
(Oesterle et al. 2001)

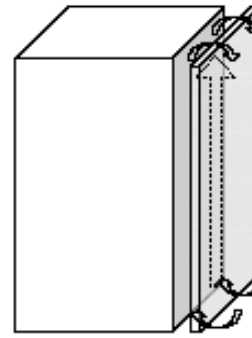


Figura 3.16  
Esquema de una DFAV con tipología  
*Multistorey Facade*  
(www.ebd.lth.se)

A continuación se presenta una tabla resumen de las tipologías básicas de DFAV en función de la compartimentación de la cavidad, en la que se muestran las principales características de cada una de ellas, agrupadas en ventajas e inconvenientes:



Tipología de DFAV	Ventajas	Inconvenientes
<i>Box Window</i>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Ventilación correcta para climas templados, debido al elevado número de oberturas</li> <li>- Mayor aislamiento acústico entre compartimentos</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Peor aislamiento acústico respecto al exterior</li> <li>- Elevada complejidad arquitectónica, debido al gran número de módulos</li> <li>- Fachada muy compartimentada, tanto horizontal (planta a planta) como verticalmente (ventana por ventana)</li> <li>- Imagen de discontinuidad de la piel exterior</li> </ul>
<i>Shaft-Box Window</i>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Sólo requiere oberturas para la entrada de aire a la piel exterior, ya que la salida o extracción se hace por la parte superior a través de un conducto específico</li> <li>- Aislamiento acústico más eficiente respecto al exterior, por el hecho de tener menos oberturas que la <i>Box Window</i></li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Se alcanzan temperaturas elevadas dentro de los conductos verticales en las plantas superiores del edificio</li> <li>- Adecuada tan sólo para países de clima frío</li> <li>- No es conveniente para edificios de gran altura, por limitaciones de los conductos verticales</li> </ul>
<i>Corridor Facade</i>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Aislamiento horizontal (planta a planta)</li> <li>- Cruce de las oberturas para evitar recirculaciones de aire viciado</li> <li>- Mejor ventilación</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Transmisión acústica por plantas elevada</li> </ul>
<i>Multistorey Facade</i>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Aislamiento acústico a ruido aéreo exterior muy bueno</li> <li>- Fachada de vidrio continua, con oberturas tan sólo cerca del suelo y en la parte superior del edificio</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Gran acumulación de calor</li> <li>- Poca ventilación</li> <li>- No apta para climas templados</li> <li>- Transmisión de ruido a través de la cavidad intermedia, tanto vertical como horizontalmente</li> </ul>

Tabla 3.1. Ventajas e inconvenientes de las diferentes tipologías de DFAV (Elaboración propia)

A la clasificación básica expuesta en función de la compartimentación de la cavidad, el Belgian Building Research Institute añade otra categoría de DFAV, la fachada en celosía o Louver Facade. En esta tipología, la piel exterior puede operar como una celosía cuando las lamas que la forman están completamente abiertas, o de modo prácticamente estanco, cuando dichas lamas están cerradas. Un ejemplo de este tipo de fachada puede encontrarse en la Torre Agbar de Barcelona.

También existe la tipología, citada por Faggembauu (2006), de DFAV con ventilación horizontal y vertical simultánea. Este caso es similar a la *Corridor Facade*, sólo que en la implementación del sistema se permite el flujo vertical de aire entre plantas, ya que las particiones horizontales disponen de aberturas a tal efecto. A lo largo de toda la altura del edificio se sitúan ventiladores que fuerzan el movimiento horizontal del aire, de manera que

éste se combina con el flujo vertical producido por la convección natural. Esta implementación permite tener una distribución de temperaturas en el interior del edificio lo más homogénea posible. En la Figura 3.17 se presenta un caso de esta tipología, correspondiente a las oficinas de Gotz, en Wurzburg (Alemania). En este edificio, los ventiladores en las esquinas de la cavidad permiten redistribuir el aire caliente desde las fachadas con mayor incidencia solar hacia las más sombrías.



Figura 3.17. Fachada con ventilación vertical y horizontal.  
Oficinas de Gotz, Wurzburg (Alemania)

Una aplicación parcial de esta tipología, aplicada en clima mediterráneo, es analizada por Guardo et al. (2011) mediante simulaciones en CFD. En este caso se ventila de manera forzada una *Corridor Facade*, situando la entrada de aire en el plano lateral de la fachada. Los resultados obtenidos respecto a la extracción de calor de la entrepíel para el caso crítico de verano son más favorables que los mismos obtenidos a través de ventilación vertical, lo que hace que esta tipología de DFAV sea la que se ha tomado de base en la presente tesis para la optimización del comportamiento térmico y energético del sistema.

#### 3.4.4 Otras clasificaciones para las Dobles Fachadas Acrystaladas

Existen otras aproximaciones, menos conocidas que las expuestas en los apartados anteriores, para clasificar las DFA.

Así por ejemplo, en función de la altura de la cavidad respecto a la altura total del edificio, autores como Compagno (1995), establecen una diferencia entre:

- **DFA con altura igual al edificio (*Building high double skin facade*):** la altura de la cavidad es igual a la altura total del edificio (concepto similar al *Multistorey Facade*).
- **DFAV con altura igual a una planta (*Storey-high double skin facade*):** la entrepíel está dividida en cavidades de aire de altura igual a una planta (concepto similar al *Corridor Facade*).

Autores como Arons (2000) y Magali (2001) establecen esta misma diferenciación, pero denominando cada tipo de manera diferente. Así, la *Building high double skin facade* pasa a llamarse *Airflow facade* y la *Storey-high double skin facade* se conoce con el nombre de *Airflow window*.

Por último, en su trabajo, Faggembauu (2006) también presenta dos tipologías adicionales de DFA: la **Fachada híbrida modular**, constituida por cuatro *Box Windows* con configuraciones diferenciadas según las condiciones climáticas exteriores, y la **Fachada híbrida con integración de colectores solares**, en el estudio de la cual la autora basa su tesis doctoral.

### 3.5 ASPECTOS TÉCNICOS DE LAS DOBLES FACHADAS ACRISTALADAS VENTILADAS (DFAV)

Las doubles fachadas acristaladas ventiladas han sido clasificadas en el apartado anterior en función de diferentes factores, como la geometría y compartimentación de la cavidad y el modo de ventilación. Cada tipología queda definida por unas propiedades y parámetros físicos determinados, que hacen cada fachada única en su contexto, y le confieren un comportamiento característico. Así por ejemplo la tipología de vidrio empleado en las pieles, la utilización de capas reflectivas o bajo emisivas en los vidrios o la presencia de materiales opacos en alguna de las pieles –generalmente la interior– hacen que el comportamiento energético global de la fachada varíe.

La selección de la tipología de DFAV a implantar debería venir determinada por las condiciones climáticas de la localización del edificio. Uuttu (2001), comparando casos de estudio de edificios situados en Finlandia y Alemania, concluye que éstos difieren mucho, ya que el tipo de compartimentación de cavidad empleada hace que las DFAV en Alemania permitan la ventilación natural, mientras que en Finlandia se emplean básicamente como protección de la piel interior contra las inclemencias climáticas.

En la misma línea, el proyecto europeo *Best Façade* (2007) recoge el estado del arte de la implantación de DFAV en siete países europeos (Austria, Bélgica, Francia, Alemania, Grecia, Portugal y Suecia), estudiando un total de 38 casos prácticos, entre oficinas y edificios públicos representativos. Estos países se clasifican en tres grupos, en función de la región climática a la que corresponden: región nórdica (Suecia), región moderada (Austria, Bélgica, Francia y Alemania) y región mediterránea (Grecia y Portugal) (Streicher et al. 2007).

El estudio concluye que existen diferencias significativas en las tipologías de DFAV empleadas según su localización. A pesar de que no analiza ningún edificio español, los casos planteados en Grecia (los más similares a nivel climático con la región mediterránea de España) muestran que, para un clima mediterráneo con temperaturas suaves en invierno (mínimas de 5-10°C) y elevadas en verano (máximas de 29-35°C) y con una radiación solar importante durante todo el año, los aspectos de diseño relacionados con el control solar son fundamentales para prevenir el sobrecalentamiento de los espacios interiores del edificio durante los meses estivales. Otros factores, como el régimen de ventilación y la orientación también influyen de manera crítica en la posibilidad de sobrecalentamiento del edificio.

Debido a esta gran variabilidad en la ejecución de la DFAV, es realmente complejo definir su comportamiento energético y termodinámico global de una manera genérica. Además cabe añadir que, incluso considerando una tipología fija de DFAV, las interacciones físicas entre cada uno de los componentes de la fachada, que son las que determinan el comportamiento global del sistema, son complicadas, y su determinación requiere la introducción de simulaciones y modelos matemáticos.

La integración de los diferentes sistemas en una DFAV implica un diseño que considere numerosos parámetros, que a veces entran en conflicto entre ellos. Debido a esto, es necesario determinar la importancia relativa de cada uno de dichos parámetros en el comportamiento global de la fachada. Arons (2000) resume y clasifica estos aspectos de diseño de la siguiente manera:

- Aspectos espaciales:
  - Profundidad de la cavidad.
  - Altura de la ventana (o compartimentación vertical).
- Propiedades del vidrio:
  - Emitancia, absorbancia, reflectancia y transmitancia de cada panel de vidrio.
- Propiedades térmicas y estructurales de la carpintería.
- Propiedades de los dispositivos de protección solar:
  - Posición, dimensiones y separación (en caso de persianas tipo venecianas).
  - Emitancia, absorbancia y reflectancia del material.
- Circulación de aire en el interior de la cavidad:
  - Características de las aberturas de entrada y salida de la entrepiel.
  - Convección natural o forzada.
- Sistemas de control:
  - Control individual de los dispositivos de control solar y de las ventanas accesibles.
  - Control a nivel de edificio de los dispositivos de control solar y de las ventanas accesibles.
- Interacción con otros sistemas, como los sistemas de climatización y ventilación del edificio.
- Color y reflectancia globales del sistema.

Por su parte, Li (2001) establece una clasificación similar a la de Arons, pero que presenta ligeras variaciones en los parámetros que considera de influencia en el comportamiento global de la DFAV:

- Ventilación natural o mecánica.
- Compartimentación o modulación planta a planta o multiplanta.
- Propiedades y configuración de las pieles de vidrio.
- Dimensiones y profundidad de la cavidad.
- Posición y propiedades de los dispositivos de control solar.
- Número y localización de las aberturas de entrada y salida de aire en la entrepiel.
- Orientación de la fachada.

Grabe (2002) indica que los parámetros de diseño que influyen en mayor medida en las temperaturas alcanzadas y en el flujo de aire desarrollado en la cavidad de la DFAV son los siguientes:

- Dimensiones de las aberturas de las pieles de la DFAV.
- Profundidad de la cavidad.
- Posición de los dispositivos de control solar en el interior de la cavidad.
- Material de los dispositivos de control solar, especialmente su absorbancia.
- Propiedades ópticas de los vidrios de las pieles interior y exterior, especialmente su transmitancia.

Finalmente, Gratia y de Herde (2007) determinan que el parámetro fundamental en el comportamiento energético de la DFAV es la temperatura del aire de la cavidad. Esta temperatura está influenciada por los siguientes factores:

- Nivel de radiación solar.
- Orientación de la fachada y uso de elementos de protección solar.
- Proporción de vidrio/material opaco en la piel interior.
- Velocidad del viento.
- Color de los elementos de protección solar y de la piel interior.
- Profundidad de la entrepel.
- Tipo de vidrio empleado en la piel interior.
- Aberturas en las pieles de la DFAV.

La importancia de llevar a cabo el análisis termoenergético de la DFAV ha llevado, sin embargo, a olvidar otros aspectos clave para fomentar la implantación de este sistema constructivo. Así, Quesada et al. (2012), después de realizar una revisión del estado del arte de las fachadas de vidrio (entre las que se incluye la DFAV), subrayan el hecho que no existe información disponible sobre la viabilidad económica de estos sistemas, cosa que deberá solventarse en el futuro próximo debido al carácter crítico de este aspecto.

### **3.5.1 Aspectos constructivos de la fachada**

Como ya se ha comentado, lo primero que cabe remarcar es que la literatura existente en referencia al diseño de DFAV se centra principalmente en aplicaciones orientadas a países nórdicos. Sin embargo, algunas de las directrices establecidas en estos estudios son de aplicación general en el diseño de cualquier DFAV, sin importar cuál sea su localización geográfica.

Por ejemplo, el tipo de panel de vidrio escogido, así como la geometría (principalmente la altura y anchura de la cavidad) y las propiedades de los elementos de sombra influyen en la temperatura del aire en el interior de la cavidad y, en el caso de sistemas ventilados naturalmente, también en el tipo de flujo desarrollado.

Respecto a la elección del tipo de vidrio en las pieles exterior e interior, ésta depende de la tipología de fachada a implantar –principalmente de la profundidad y altura de la cavidad–, de las condiciones climáticas y de la estrategia de ventilación de la cavidad (natural, mecánica o híbrida).

Es posible emplear vidrios de control solar, con capas reflectivas o bajo emisivas, etc., para mejorar el comportamiento energético del conjunto. Además de las propiedades físicas de los vidrios, su posición tiene un elevado impacto en las propiedades de la cavidad. Por ejemplo, los vidrios bajo emisivos colocados en la piel externa incrementan la temperatura dentro de la cavidad, ya que disminuyen las pérdidas de calor hacia el exterior. Durante el invierno, este sistema permite precalentar el aire que se introduce al edificio, proporcionando ventilación natural a los espacios interiores y reduciendo el consumo energético. Sin embargo, en condiciones de verano puede conducir a problemas de sobrecalentamiento en la cavidad. Por el contrario, si esta capa bajo emisiva se coloca en la piel interior, las pérdidas de calor desde el interior del edificio hacia la cavidad se reducen, de manera que ésta mantiene temperaturas

más adecuadas en verano pero menores –y por lo tanto más desfavorables– durante el invierno.

Si en lugar de vidrios bajo emisivos se instalan vidrios dobles, se obtienen resultados similares. Así, en el caso de fachadas ventiladas con aire exterior, usualmente se emplea un vidrio doble en la piel interior y un vidrio simple en la exterior. Sin embargo, en el caso de fachadas ventiladas con aire interior suelen invertirse las posiciones de los vidrios.

La profundidad de la cavidad influye en gran medida en las propiedades físicas de la fachada, así como en el modo en el que se realiza su mantenimiento. Si la limpieza de los paneles de fachada no puede realizarse desde el interior y el exterior del edificio, es necesario que la cavidad tenga aproximadamente 80 centímetros de ancho para permitir al personal de mantenimiento el acceso a la entrepiel. En este caso el flujo de aire en la cavidad tiene menos resistencia y puede ser mayor que en los casos de entrepieles más estrechas. En contrapartida, la superficie construida del edificio que no puede ser utilizada para los usos previstos aumenta.

En relación a los elementos de sombra, éstos pueden instalarse en el interior de la entrepiel, lo que garantiza su protección frente a agresiones externas. Habitualmente se emplean persianas venecianas, cuyas características y posición influyen en el comportamiento de la cavidad, ya que al absorber y reflejar la radiación solar incidente determinan en parte el flujo de aire y las propiedades térmicas de la misma. La posición exacta de los elementos de sombra en el interior de la fachada debe ser calculada, ya que contra más cerca se coloquen de la piel interior más elevada será la temperatura que ésta alcanzará. Esto puede inducir sobrecalentamientos en la zona de la cavidad comprendida entre el elemento de sombra y el panel de vidrio interior durante los períodos de refrigeración.

La selección de los dispositivos de sombra debe hacerse pues de manera conjunta con el tipo de vidrio empleado, la geometría de la cavidad y la estrategia de ventilación, de manera que el sistema tenga el mayor impacto posible sobre el nivel de confort térmico alcanzado en los espacios interiores adyacentes.

Las aberturas en las pieles externa e interna, así como el uso ocasional de ventiladores mecánicos, son los elementos que permiten la ventilación de la cavidad. Por ello, cuando se diseña la DFAV es importante determinar la tipología, dimensiones y localización de estas aberturas, ya que influyen en el tipo de flujo desarrollado y en las velocidades del aire en el interior de la cavidad, que a su vez afectan a las temperaturas alcanzadas. El diseño de las aberturas de la piel interior, en concreto, es determinante para garantizar la tasa de ventilación y el confort térmico requerido en el interior del edificio.

En resumen, puede decirse que todos los parámetros presentados determinan el funcionamiento de la DFAV y la estrategia de climatización y ventilación que ha de seguirse para mejorar las condiciones ambientales interiores y para reducir el consumo energético. El diseño específico de la fachada, adaptado a los condicionantes concretos de cada caso, así como la integración de la misma son claves en el correcto comportamiento del edificio.

### **3.5.2 Modos de funcionamiento estacionales de la DFAV**

El espacio de ventilación existente entre la piel de vidrio exterior y la piel interior tiene la función de control térmico en las temporadas de refrigeración (verano) y calefacción (invierno). El funcionamiento general del conjunto es el siguiente:

### **3.5.2.1 Temporada de refrigeración**

En condiciones de verano, el calor acumulado en la entrepíel es extraído a través de ésta, bien de manera natural gracias al efecto chimenea o de manera forzada mediante equipos de ventilación mecánica. De esta manera se evita que parte de este calor se transfiera de manera parcial al interior del edificio a través de la piel interna. La temperatura superficial del vidrio de la piel interior se mantiene más baja que si no existiera este flujo de aire, lo que reduce la transferencia de calor hacia el espacio adyacente ocupado.

En este modo de funcionamiento, los dispositivos de protección solar situados entre las dos pieles están activados, de manera que reflejan y absorben una parte de la radiación solar incidente. Esto hace que la transferencia de calor neta del exterior del edificio hacia la cavidad sea también menor, lo que disminuye los requerimientos de refrigeración al bajar la temperatura global del aire de la cavidad. El calor absorbido por los elementos de protección solar puede evacuarse por convección y extraerse hacia el exterior de la cavidad.

### **3.5.2.2 Temporada de calefacción**

Existen dos posibilidades de funcionamiento durante el invierno (Arons 2000):

- En el primer caso, el sistema está cerrado y no existe movimiento de aire en la cavidad. Ésta absorbe calor por radiación solar, se calienta e incrementa la temperatura del vidrio de la piel interior, reduciendo así las pérdidas de calor del interior del edificio hacia el exterior y disminuyendo sus necesidades de calefacción.
- En la otra opción de funcionamiento posible, se introduce en la cavidad un flujo de aire caliente procedente del interior del edificio, que calienta el vidrio de la piel interior, obteniendo el mismo resultado que en el caso anterior. Este aire es reconducido hacia el sistema de climatización del edificio donde, a través de un intercambiador de calor, puede ser empleado para precalentar el aire de entrada.

### **3.5.3 Integración de sistemas de climatización**

Según Stec y van Paassen (2002), la interacción del sistema de climatización y ventilación (HVAC) con la DFAV en un edificio con esta tipología de cerramiento puede realizarse de tres maneras:

- Sistema de climatización y ventilación completo: la DFAV no forma parte del sistema, lo que puede conducir a consumos energéticos elevados. Por otro lado, el usuario puede seleccionar si prefiere unas condiciones internas controladas por el sistema mecánico o por la ventilación natural generada gracias al uso de la DFAV.
- Sistema de climatización y ventilación limitado: la DFAV contribuye parcialmente al sistema, pudiendo actuar como:
  - Sistema para precalentar el aire de ventilación.
  - Conducto de ventilación.
  - Sistema de soporte para enfriar el aire de refrigeración (usualmente mediante ventilación nocturna).
- Sin sistema de climatización y ventilación: la DFAV cubre todos los requerimientos del sistema. Este es el caso ideal en relación a la minimización del consumo energético.

Durante los períodos de calefacción el aire exterior puede introducirse en la cavidad por la parte inferior de la fachada. A través del sistema de ventilación central el aire se introduce en el

edificio a una temperatura adecuada. Durante el verano, el aire puede extraerse a través de las aberturas de la parte superior de la fachada. Esta estrategia (Figura 3.18) se aplica generalmente en DFAV multiplanta, y proporciona mejores temperaturas del aire en invierno, pero aumenta la probabilidad de sobrecalentamiento del edificio en verano.

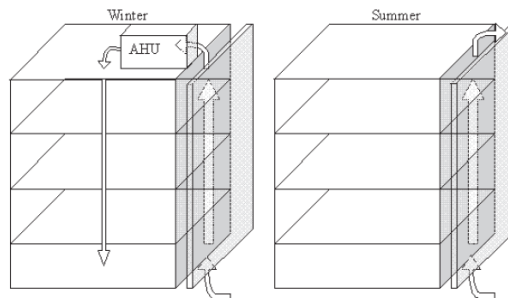


Figura 3.18. DFAV utilizada como precalentador central del aire de suministro (invierno) (Poirazis 2006)

Otra posibilidad es utilizar la DFAV, durante todo el año, tan sólo como conducto de extracción, sin posibilidad de recuperación de calor del sistema de climatización y ventilación (Figura 3.19). Esta configuración permite mejorar el aislamiento térmico del conjunto en invierno y reducir las ganancias térmicas por radiación solar en verano.

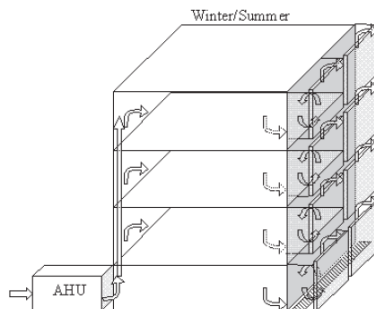


Figura 3.19. DFAV utilizada como conducto de extracción (Poirazis 2006)

También existe la posibilidad de utilizar la DFAV para suministrar aire exterior precalentado a la cavidad, ya sea por planta (en la tipología multiplanta) o de manera individual (en la tipología *box-window*) (Figura 3.20). Un sistema de ventilación facilita el flujo de extracción de aire desde la cavidad hasta la abertura de salida situada en el espacio habitado del edificio. En general es necesario complementar este sistema con otro auxiliar que permita unas condiciones de confort térmico interiores adecuadas. Esta solución no es aplicable para condiciones de verano, ya que en este caso la temperatura en el interior de la cavidad es más elevada que los niveles de confort térmico requeridos.

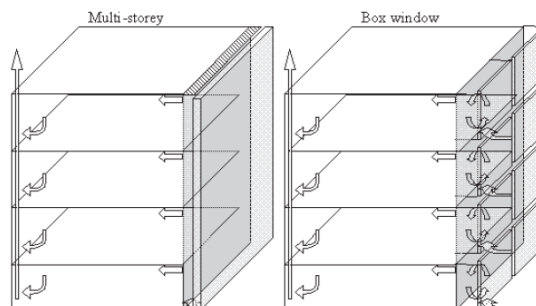


Figura 3.20. DFAV utilizada como suministrador individual de aire precalentado (Poirazis 2006)



Finalmente, la cavidad de la DFAV puede utilizarse como un conducto central de extracción para el sistema de ventilación del edificio (Figura 3.21). El aire entra a la cavidad por su parte inferior y por cada una de las plantas, ayudado por un sistema de ventilación que induce el flujo del interior del edificio hacia la cavidad. La recuperación de calor es posible gracias a la instalación de un recuperador en la parte más elevada del edificio. En esta solución las ventanas de la piel interior no son accesibles, ya que por la cavidad no circula aire fresco procedente del exterior.

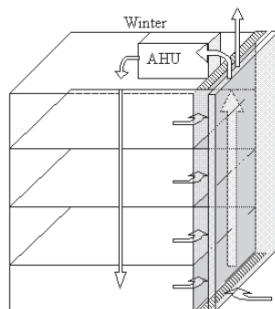


Figura 3.21. DFAV utilizada como extractor central del sistema de ventilación (Poirazis 2006)

### 3.6 INFLUENCIA DE LOS ELEMENTOS Y SISTEMAS DE LA DFAV EN SU COMPORTAMIENTO TERMOENERGÉTICO Y FLUIDODINÁMICO

#### 3.6.1 Geometría y dimensiones de la cavidad

La geometría de la cavidad de una DFAV, que es el resultado de la altura libre de cada planta edificada y de la compartimentación aplicada, es un factor importante que determina la eficiencia energética del conjunto. Las dimensiones de la cavidad están directamente relacionadas con el diseño de las aberturas –tanto sus dimensiones como su ubicación– y las características de los paneles de vidrio que constituyen la piel exterior e interior de la fachada. Es importante pues tener en cuenta que todos estos elementos deben diseñarse de manera compatible para que puedan trabajar juntos de forma adecuada. Así por ejemplo, Torres et al. (2007) realizaron una serie de simulaciones con la herramienta de análisis térmico TAS con el objetivo de determinar la influencia de las dimensiones de la cavidad y de las aberturas exteriores de ventilación de la DFAV, concluyendo que estos parámetros están relacionados entre ellos y son críticos a la hora de prevenir el sobrecalentamiento de la fachada cuando ésta se localiza en climas de alta radiación solar como el mediterráneo.

Oesterle et al. (2001), por su parte, mencionan las implicaciones directas de los parámetros constructivos de la DFAV en relación al flujo de aire en el interior de la cavidad. En su análisis determinan que la disminución de las dimensiones de la cavidad crea pérdidas de presión importantes en el aire interior a la misma, dificultando su ventilación. Sin embargo, establecen que tan sólo cuando la distancia entre las dos pieles de la fachada es relativamente pequeña (menor de 40 cm) estas pérdidas son significativas; en caso contrario, el espacio intermedio entre las dos pieles no ofrece resistencia destacable al flujo de aire.

Gan (2006) investigó el efecto de la altura y la profundidad de la cavidad de diversas DFAV sobre la tasa de ventilación inducida por efecto de la flotabilidad. Determinó que el flujo de aire vinculado a este efecto se incrementaba al aumentar el tamaño de la cavidad hasta un punto de inflexión a partir del cual no había cambios apreciables, existiendo también una importante relación entre la altura y la profundidad de la cavidad. Así por ejemplo, en el caso de

una DFAV con altura de cuatro plantas, este punto de inflexión se da para un ancho de cavidad de 70 cm.

Li (2001) también indica que la tasa de ventilación de la cavidad aumenta con la profundidad de ésta, ya que a más distancia entre las dos pieles de la fachada mayores son las dimensiones de las aberturas de la misma.

En la misma línea, Stec y van Paassen (2001) demostraron que las cavidades más estrechas se calientan más que las más profundas, debido tanto al aumento de la radiación solar como a la disminución de la circulación de aire. Este comportamiento es importante sobre todo en cavidades de entre 10 cm y 50 cm; a partir de esta dimensión no se producen cambios notables con el aumento de la profundidad de la cavidad. También expusieron que, para una profundidad determinada, al aumentar la altura de la cavidad se obtenía una mayor eficiencia en el proceso de precalentamiento del aire de este espacio, siendo esta tendencia más acusada en el caso de cavidades estrechas.

Estos resultados son positivos durante el período de calefacción, ya que la DFAV permite la recuperación de calor y se puede utilizar la cavidad como sistema de precalentamiento, pudiendo estar ésta conectada con el sistema de climatización del edificio, tal y como se ha expuesto en el apartado de integración de sistemas de HVAC.

Sin embargo, durante el período de refrigeración una cavidad de gran altura aumenta las probabilidades de sobrecalentamiento, ya que el flujo de aire ha de recorrer un camino más largo desde su entrada hasta su salida. El aire caliente permanece más tiempo en la cavidad, aumentando la transmisión de calor de la cavidad al interior del edificio. Este problema es más importante en las DFAV de tipología multiplanta, donde los efectos del sobrecalentamiento se perciben de forma más acusada en las plantas superiores del edificio.

Partiendo de estos resultados, Stec y van Paassen (2003) establecen que durante el período de calefacción es más adecuado el uso de cavidades estrechas que, al ofrecer mayor resistencia al flujo de aire, ocasionan un incremento en su temperatura. También aseguran que la selección de una cavidad suficientemente estrecha implica una gran eficacia para precalentar el aire de la cavidad en períodos fríos. Por su parte, los autores afirman que en el período de refrigeración la DFAV tan sólo debería trabajar como una pantalla para reducir las ganancias energéticas por radiación y conducción. En estas condiciones de funcionamiento es complejo determinar de manera genérica si el comportamiento del conjunto será más adecuado para cavidades estrechas o profundas ya que, en el primer caso, la temperatura de la cavidad será mayor, mientras que en el segundo lo será la temperatura de los dispositivos de protección solar.

Por último, Di Maio y van Paassen (2002) concluyen que las cavidades estrechas tienen una eficacia mayor en la recuperación de calor, ya que permiten distribuir un flujo de aire mayor y a temperatura más elevada que las cavidades más profundas. Algunas de las conclusiones de los autores en su estudio son las siguientes:

- Los parámetros más importantes en el diseño de la DFAV son las dimensiones de la cavidad, su altura y profundidad. Estas dimensiones tienen la mayor influencia en la transmisión de calor y el flujo desarrollado en la doble fachada.
- Los edificios de gran altura con cavidades estrechas no pueden asegurar un flujo de aire en la cavidad suficiente para cubrir las necesidades de ventilación del sistema.

- Las cavidades de gran altura proporcionan unos gradientes de temperatura elevados; este comportamiento térmico asimétrico provoca que en las plantas elevadas de los edificios con tipología de DFAV multiplanta se den unas condiciones térmicas más desfavorables, que requieren de unas necesidades de climatización mayores para alcanzar los niveles de confort térmico interior deseables. Es por ello que en el caso de edificios de gran altura es interesante compartimentar la cavidad, por ejemplo combinando sistemas de cuatro plantas de altura con entradas y salidas de aire independientes en la entrepíel. La misma compartimentación realizada planta a planta implica una reducción en la eficiencia energética del sistema de un 35%, según resultados obtenidos por simulación en el estudio.
- La doble fachada usada en modo de ventilación nocturna –para disminuir las cargas térmicas interiores acumuladas– o en modo de recuperador de calor necesita disponer de un sistema de control de las aberturas de las pieles exterior e interior.

### 3.6.2 Características de las aberturas de la cavidad

La configuración de la DFAV permite la colocación de aberturas tanto en la piel externa como en la piel interna de la fachada. Las aberturas en la piel externa permiten la ventilación de la cavidad por admisión de aire exterior, mientras que las internas posibilitan la ventilación natural del edificio, siempre que el clima lo permita y la calidad de dicho aire exterior sea aceptable.

Las aberturas de la piel exterior se localizan generalmente en la parte superior y/o en la parte inferior de cada módulo de fachada. Por ejemplo, en una DFAV tipo *Box-window* están situadas efectivamente en la parte inferior y superior de cada módulo, mientras que en una DFAV multiplanta lo están en la parte inferior y en la superior de la fachada. La ubicación de las aberturas internas tiende a seguir este mismo patrón. Esta localización responde al comportamiento natural del flujo de aire desarrollado en la cavidad de la doble fachada: debido a la propensión del aire a subir por efecto de la flotabilidad térmica, éste tiende a salir por la parte superior de la cavidad, bien hacia el exterior o hacia el ambiente interior del edificio.

Algunos autores relacionan el comportamiento de la cavidad con la posición de sus aberturas. Así, Compagno (2002) afirma que el factor más relevante que determina el flujo de aire en la cavidad, y que depende de la posición de las aberturas de entrada y salida, es la diferencia de presiones entre éstas. Oesterle et al. (2001) analizan la relación existente entre la posición y forma de las entradas y salidas de aire y las características de la corriente de aire en la fachada. Los autores subrayan que “La magnitud de la corriente de aire depende de la ruta que sigue en la cavidad, que depende a su vez de la influencia de los vórtices en las esquinas de la cavidad y de la posición de las entradas y salidas de aire. El desarrollo de remolinos en estas entradas y salidas puede reducir considerablemente el área efectiva de las aberturas”.

Por otro lado, las dimensiones y la geometría de las aberturas determinan el volumen de aire total que circula por la cavidad y que puede estar disponible para ventilar de manera natural los espacios interiores. Un cambio en estos parámetros puede modificar totalmente el funcionamiento del sistema, variando el flujo de aire y la temperatura de la cavidad, así como la transferencia de calor a través de la fachada y el nivel de confort térmico en el interior del edificio. Así por ejemplo, Faist (1998) comparó el comportamiento térmico de una doble fachada ventilada con una estanca, determinando que la temperatura resultante en el interior de la cavidad viene determinada fundamentalmente por las dimensiones de las aberturas de entrada y salida de aire. El autor indica que en fachadas no ventiladas la profundidad de la cavidad no es un parámetro crítico en relación a la temperatura alcanzada, y la altura de la

fachada está limitada a tres o cuatro plantas para que su comportamiento térmico sea aceptable. En cambio, en el caso de las fachadas ventiladas, es importante determinar tanto la profundidad de la cavidad en relación con su altura como la dimensión de las aberturas. Recomienda un máximo de diez a quince plantas en el edificio para que no se alcancen temperaturas demasiado elevadas en la cavidad.

En relación a la tipología de sistema de apertura, Oesterle et al. (2001) mencionan que la efectividad de la fachada para realizar su función de ventilación depende en gran medida del movimiento de apertura de las ventanas de la piel interior, y realizan una comparativa entre diversos tipos de ventanas y su efectividad para ventilar en función de su área de apertura. Hernández (2008), no obstante, indica que en esta comparación los autores no hacen referencia a la dirección del flujo de aire en el interior de la cavidad, sino que tan sólo estiman una tasa de ventilación en función del área de apertura de las ventanas interiores. Por ello, opina que es necesario un análisis más profundo de las características del flujo de aire en la cavidad para determinar la efectividad de cada tipo de ventana. Jager (2003) realiza un análisis similar a Oesterle et al. para determinar la eficiencia de diferentes tipologías de aberturas, tanto en la piel interior como en la exterior, en relación a la tasa de ventilación por unidad de área aportada por cada una de ellas.

Respecto a la protección de las aberturas, en el caso de las existentes en la piel exterior éstas pueden ser libres, lo que maximiza el flujo de aire en el interior de la cavidad. Sin embargo, es una práctica habitual la instalación de rejillas o válvulas en dichas aberturas, de manera que la cavidad quede protegida contra la entrada de elementos indeseables (insectos y otros animales, cuerpos de cierto tamaño en suspensión en el aire, etc.). Estos dispositivos permiten a su vez regular la entrada de aire, lo que influye en el comportamiento fluidodinámico de la cavidad. Así, según Stec y van Paassen (2001), “Las rejillas permiten la creación de una resistencia adicional para la entrada y/o la salida del aire. Además, limitan el efecto de las turbulencias del viento dentro de la cavidad. Las válvulas permiten el control dinámico del flujo de aire dentro de la cavidad, y pueden reducir perceptiblemente el efecto de la presión del viento sobre la circulación de aire dentro de la fachada, sin incidir en la circulación de este aire causada por el efecto de la flotabilidad.”

Por último, en lo referente a la operabilidad de las aberturas, cabe mencionar que las aberturas operables permiten una mayor flexibilidad en las configuraciones para la DFAV que las de posición fija. Debido a la amplia variabilidad de la mayor parte de los climas existentes, puede decirse que una fachada dinámica capaz de ajustarse a los cambios en el comportamiento del clima puede presentar un mejor funcionamiento en términos de ahorro energético que una estática.

Tal y como señalan Stec y van Paassen (2001), cuando se requieren ratios de ventilación elevados es necesario que las aberturas existentes sean grandes, lo que puede dificultar el proceso de recuperación de calor en la entrepel. Esto implica la necesidad de disponer de aberturas controladas, de manera que puedan abrirse totalmente durante los periodos en que sea necesaria la ventilación natural y tan sólo de manera parcial cuando la fachada trabaje como sistema de recuperación de calor o como elemento de soporte para el sistema de climatización del edificio.

Por otro lado, en el caso del clima mediterráneo, durante el periodo de verano las cargas térmicas acumuladas por radiación solar son demasiado elevadas para ser evacuadas tan sólo mediante la ventilación de la cavidad. En esta situación, la ventilación nocturna de la fachada

es de gran importancia para disipar este calor almacenado. Esta operación solamente es posible si todas las aberturas, tanto las de la piel exterior como las de la interior, son operables.

### **3.6.3 Características de los elementos de protección solar**

Los dispositivos de protección solar son imprescindibles para controlar la demanda de refrigeración de los edificios con DFAV, sobre todo de aquellos situados en climas de alta radiación solar como el mediterráneo.

Estos elementos pueden instalarse tanto en el exterior como en el interior de la fachada. Los situados en el exterior tienen la ventaja de funcionar como un filtro previo para la radiación solar incidente, de manera que una parte importante de ésta no llega a entrar en el interior del edificio, eliminándose así el efecto invernadero. Esta tipología de protecciones se emplea principalmente en edificios de una sola piel; en el caso de la DFAV, sin embargo, suele optarse por la instalación de protecciones solares en el interior de la cavidad, de manera se incrementa que su durabilidad y se facilita el mantenimiento. Según Compagno (2002) “Los dispositivos de control solar se ubican en la cavidad, entre las dos pieles de la fachada, de manera que quedan protegidos contra las inclemencias del tiempo y la contaminación atmosférica, un factor de especial importancia en edificios altos o situados en las proximidades de vías transitadas”.

En el caso de localizar los elementos de sombra en el interior de la cavidad, éstos reflejan parte de la radiación solar incidente, impidiendo que penetre en el interior del edificio. También absorben otra parte de dicha radiación, lo que provoca un incremento de su temperatura superficial y una posterior disipación de energía en forma de radiación infrarroja en el interior de la cavidad. Este fenómeno puede causar un sobrecalentamiento del espacio interior de la fachada si éste no se ventila de manera adecuada. Gratia y de Herde (2004) simularon la influencia del uso de dispositivos de protección solar en el comportamiento térmico de una DFAV orientada a sur, obteniéndose una disminución de un 20,5% en las cargas de refrigeración del edificio. Los autores concluyen que el uso de protecciones solares en el interior de la cavidad es eficiente, aunque las cargas de refrigeración obtenidas con este sistema son más elevadas que las resultantes en el mismo edificio con protecciones solares externas, a pesar de que la cavidad se ventile de manera adecuada.

Respecto a la posición de las protecciones solares en el interior de la fachada, algunos autores subrayan la influencia que este parámetro tiene en el comportamiento energético y el confort térmico alcanzado por el sistema. Así, la localización óptima se encuentra próxima a la piel exterior, para favorecer una mejor ventilación y evitar una excesiva transmisión de calor a través de la cavidad. Si los elementos de sombra se colocan demasiado cerca de la piel interna, irradian el calor absorbido sobre ella, aumentando las cargas térmicas del edificio. En caso contrario, si se ubican demasiado próximos a la piel exterior su ventilación puede ser deficiente, de manera que no podrá evacuarse el calor absorbido, que pasará a la cavidad elevando la temperatura del aire interior. Según Oesterle et al. (2001), “Si los dispositivos de protección solar se sitúan justo delante de la piel interna de la fachada y el espacio de la entropiel no se ventila óptimamente, el aire de delante de la ventana puede calentarse considerablemente. Este es un fenómeno insatisfactorio, tanto si las ventanas están abiertas como cerradas. Cuando están cerradas, ocurre una emisión secundaria de calor; cuando están abiertas, la situación es incluso peor, puesto que habrá una afluencia directa de aire calentado al interior del edificio.” Los autores sugieren situar los elementos de protección solar en el primer tercio de la cavidad, para asegurar una circulación de aire adecuada alrededor de los mismos. Recomendán mantener una distancia mínima de 150 mm entre la piel acristalada externa y el elemento de sombra, para prevenir temperaturas elevadas en la superficie exterior de la fachada.

Gratia y de Herde (2007), por su parte, determinaron que el consumo de refrigeración de un edificio con DFAV podía reducirse hasta un 23,2% si se definía de manera adecuada la localización de los elementos de protección solar, así como su color y las características de las aberturas de la cavidad.

Acerca de los materiales que constituyen los dispositivos de protección solar, cabe destacar la influencia de las propiedades ópticas de los mismos (reflectancia, absorbancia y emitancia) en el calentamiento de la cavidad. Cuánto más absorbentes sean, mayor temperatura podrá alcanzarse, mientras que una reflectancia elevada favorece una menor acumulación de calor. Así, Jager (2003) sugiere valores óptimos para dichas propiedades ópticas, limitando la absorbancia a un valor máximo del 40%. Arons (2000) menciona la influencia de los materiales de las protecciones solares en el coeficiente de transmisión de calor de la fachada, al proporcionar una considerable reducción en la diferencia de temperaturas entre la cavidad y el exterior. También indica que la selección de los materiales para estos dispositivos puede influenciar en el confort térmico y el consumo de energía durante la fase de uso del edificio. Por su parte, Dickson (2004) investigó el coeficiente de absorción de diversos materiales empleados en los dispositivos de sombra, afirmando que los sistemas que reflejan directamente una mayor radiación solar proporcionan una mejor protección contra el sobrecalentamiento. También demostró que la emitancia de los materiales es fundamental para controlar el aumento de calor en la fachada. Así, reduciendo la emitancia de la cara interna de los elementos de sombra es posible disminuir las cargas internas hasta un 50%. También Saelens (2002) verificó que si los elementos de sombra disponen de una superficie absorbente se produce una mayor carga térmica en la cavidad, mientras que las superficies reflectantes producen cargas menores.

Finalmente, en relación a las diferentes tipologías de dispositivos de sombra, la de uso más extendido es la tipo persiana veneciana, formada por lamas horizontales de apertura controlada. No obstante, existen otras muchas alternativas posibles. Aunque con pocos ejemplos de implantación, Stec, van Paassen y Maziarz (2005) estudiaron el impacto en el comportamiento térmico de una DFAV al emplear plantas en el interior de la cavidad como elemento de sombra. Los resultados fueron favorables respecto a la reducción de la temperatura de la entepiel y a la capacidad de evacuar el calor acumulado en la misma. Los autores sugieren que las plantas crean un sistema de sombra más efectivo que las persianas tradicionales. Sin embargo, es necesario un análisis más profundo, que incluya las implicaciones del uso de plantas en la fachada en relación al acceso de luz natural, al mantenimiento y a las condensaciones, por ejemplo.

#### **3.6.4 Sistemas de acristalamiento**

La selección de materiales en arquitectura determina el comportamiento global y la respuesta al entorno del edificio. En el caso de la envolvente edificatoria y concretamente cuando se trata de un sistema como la DFAV, la selección de los materiales constructivos no tan sólo se realiza en función de los requerimientos funcionales, sino que los aspectos estéticos son fundamentales.

En el diseño de una DFAV es imprescindible el estudio de los diferentes tipos de vidrios disponibles, así como de sus prestaciones. Esto es debido a que, al ser el vidrio el material predominante en este tipo de fachada, es también el primer responsable de sus implicaciones energéticas.

El principal objetivo del uso de vidrio en los edificios –dejando de lado la estética– es permitir el acceso de calor y luz natural procedente de la radiación solar. Sin embargo, las

repercusiones medioambientales del vidrio en este ámbito son críticas. Tal y como indica Hernández (2008), Richard Rogers desarrolló en 1978 una investigación para Pilkington en la que definió las implicaciones y objetivos requeridos para las pieles acristaladas de los edificios, afirmando que “No es adecuado ni efectivo disponer de sofisticados sistemas e instalaciones en un edificio si la envolvente presenta un comportamiento deficiente”. Por ello, la consideración de las propiedades del vidrio y de sus efectos en el comportamiento global del edificio –sobre todo a nivel termoenergético– son aspectos fundamentales a la hora de diseñar la envolvente del mismo.

Uttu (2001) también subraya las implicaciones de la combinación de diferentes materiales en la envolvente del edificio, con el objetivo de evitar incompatibilidades entre el vidrio y los revestimientos que pueden ser aplicados a sus caras.

Así pues, para determinar el comportamiento de la DFAV, es necesario considerar las propiedades de los materiales que la constituyen, principalmente las propiedades ópticas de los vidrios. Éstas pueden agruparse en tres bloques: propiedades lumínicas, energéticas y térmicas.

#### 3.6.4.1 Propiedades lumínicas del vidrio

Respecto a las propiedades lumínicas, quedan definidas fundamentalmente por los **factores de transmisión y reflexión luminosa** del vidrio. En este ámbito, se intenta conseguir la máxima transparencia para permitir la entrada de un flujo suficiente de luz con la mínima superficie de vidrio, ya que el acristalamiento suele ser la zona de menor aislamiento de la envolvente del edificio. Por ello, para acristalamientos habituales se suele utilizar vidrio simple transparente, ya que permite una alta transmisión de la luz visible, del orden del 89% de la luz solar incidente. Una parte de esta luz, de aproximadamente el 8%, se refleja y otra parte se absorbe en función del espesor de la masa del vidrio (sobre el 3% para un espesor de 6 mm).

#### 3.6.4.2 Propiedades energéticas del vidrio

En cuanto a las propiedades energéticas, pueden definirse los **factores de transmisión, reflexión y absorción energética** del vidrio, que básicamente expresan las relaciones de los flujos energéticos transmitidos, reflejados o absorbidos en relación al flujo incidente. Estas fracciones energéticas respecto a la radiación solar incidente vienen definidas por los parámetros de reflectancia ( $\rho$ ), absorbancia ( $\alpha$ ) y transmitancia ( $\tau$ ) del vidrio, característicos e intrínsecos del mismo.

La Figura 3.22 muestra el comportamiento de la radiación solar incidente sobre un vidrio. Puede observarse que toda la radiación absorbida por el vidrio es renviada, en condiciones de equilibrio termodinámico, bien hacia el exterior o bien hacia el interior. De lo contrario, la temperatura del vidrio aumentaría de forma indefinida.

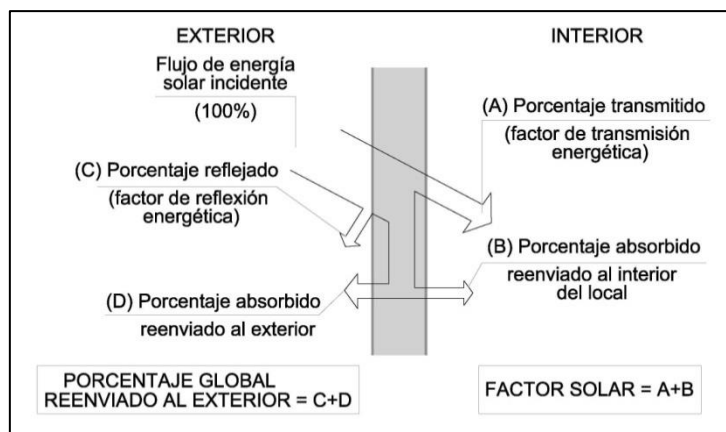


Figura 3.22. Coeficientes de reflexión, absorción y transmisión de energía en un vidrio simple (Saint-Gobain Glass 2001)

En general, la mayoría de los vidrios presentan una transmitancia para la radiación ultravioleta muy baja; sin embargo, ésta depende de la composición química y del color del vidrio considerado. Así por ejemplo, los vidrios comunes de silicato sodocálcico tienen valores elevados de transmitancia (aproximadamente el 82%, según datos de Vitro Cristalglass) para radiaciones con longitudes de onda comprendidas entre los 315 y los 3000 nanómetros, lo que quiere decir que transmiten la luz visible y el infrarrojo cercano, pero no la radiación ultravioleta. Este fenómeno espectral es el responsable de crear el **efecto invernadero**, ya que la radiación que pasa a través del vidrio y es reflejada y reemitida en longitudes de onda larga por los elementos existentes en el interior del edificio no puede transmitirse de nuevo hacia el exterior, al ser el vidrio opaco a estas radiaciones.

Otro de los parámetros fundamentales que definen el comportamiento térmico del vidrio es el **Factor solar**, que consiste en la relación entre la energía total que pasa a través del vidrio y la energía solar incidente. Esta energía total es la suma de la energía solar que entra por transmisión directa y la energía cedida por el acristalamiento al espacio interior, tras su calentamiento por absorción energética.

Cuanto más elevado es el factor solar de un vidrio, más energía penetra en el edificio, calentando así el ambiente interior. Los paneles acristalados claros presentan un valor para este parámetro de aproximadamente 0,90, lo que implica que el 90% de la energía solar incidente pasa a través del panel hacia el ambiente interior. Aplicando tratamientos adecuados, se consigue disminuir el factor solar hasta valores de 0,20 o inferiores. Estos tratamientos, basados en la adición de capas reflexivas especiales o de moléculas de hierro en la matriz del panel de vidrio, consiguen aumentar su coeficiente de reflexión o de absorción, respectivamente.

Las fachadas acristaladas de edificios localizados en zonas predominantemente frías y con niveles de radiación solar bajos suelen presentar paneles de vidrios con altos factores solares, para permitir el máximo acceso de radiación solar al interior del edificio. En cambio, para zonas de clima templado y con niveles de radiación solar elevada son más convenientes los vidrios con factor solar bajo, de manera que se evite el sobrecalentamiento del ambiente interior, disminuyéndose de este modo la demanda energética de refrigeración del edificio.

### 3.6.4.3 Propiedades térmicas del vidrio

Una pared acristalada separa generalmente dos ambientes que se encuentran a temperaturas diferentes. Se produce por tanto, como en el caso de cualquier pared, una



transferencia de calor del ambiente cálido hacia el ambiente frío, quedando implicados en este intercambio térmico los mecanismos de conducción, convección y radiación. Dicha transferencia térmica global se expresa por medio del **coeficiente U**, que representa el flujo de calor que atraviesa  $1 \text{ m}^2$  de pared para una diferencia de temperatura de  $1^\circ\text{C}$  entre el interior y el exterior del local. Este parámetro se establece para unos coeficientes de intercambio superficial  $h_e$  y  $h_i$ , cuyo valor se adopta de manera general –a pesar de que varían con las condiciones ambientales– como  $8 \text{ W/m}^2\text{K}$  para  $h_i$  y  $23 \text{ W/m}^2\text{K}$  para  $h_e$ . Según su definición, pues, un vidrio con un valor alto de su coeficiente U está sujeto a un intercambio elevado de calor entre el ambiente interior y el exterior. En estas condiciones, un ambiente climatizado perderá calor de manera importante hacia un ambiente externo frío (o al contrario en condiciones de refrigeración).

El coeficiente U de un sistema acristalado depende de las características de sus paneles (espesor y tipo de cada vidrio), del espesor de la cámara entre paneles en caso de vidrios dobles o triples, así como del elemento de relleno de ésta (aire, argón o kriptón generalmente). La variación de estas características puede suponer una mejora muy importante en el valor del coeficiente de transmisión térmica de los vidrios, desde aproximadamente  $6 \text{ W/m}^2\text{K}$  para un vidrio simple hasta aproximadamente  $0.5 \text{ W/m}^2\text{K}$  en vidrios triples. Sin embargo, se produce una reducción considerable de la capacidad del vidrio para transmitir luz visible al reducir el valor del coeficiente U, efecto que debe ser analizado en la fase de diseño de la envolvente, en función de los requerimientos demandados a la misma (Oesterle et al. 2001). No obstante, la mejora en el aislamiento y la reducción de la energía total transmitida a través del conjunto suelen compensar esta reducción en la transmisión lumínica del vidrio.

Estos valores reducidos de transmitancia térmica han permitido a los diseñadores explorar las posibilidades de utilizar superficies acristaladas más extensas en los edificios. Sin embargo, esta mejora en el aislamiento junto con la propiedad del vidrio para atrapar la radiación solar de onda larga (efecto invernadero) produce un efecto contrario al deseado en condiciones de verano. La tendencia creciente de edificios con grandes superficies acristaladas en fachada provoca un incremento en el consumo energético en verano debido al aumento en las cargas de refrigeración. Este fenómeno es crítico en el caso de edificios con alta carga interna, como las oficinas (Faggembauu 2006; Gratia y De Herde 2007; Torres 2012).

#### 3.6.4.4 Tipologías de vidrios

Actualmente existe en el mercado una gran variedad de vidrios con prestaciones diversas, que permiten solucionar numerosos problemas específicos (ver manual del vidrio Saint-Gobain Glass (2001)). Las diferentes tipologías de vidrios según la función que cumplen en la fachada para caracterizar el comportamiento termoenergético del conjunto pueden diferenciarse en dos grupos: los vidrios de función térmica y los de control solar.

##### Vidrios de función térmica

La función de este tipo de vidrio es aumentar el aislamiento térmico de la fachada, de manera que las pérdidas energéticas se reduzcan y mejore el nivel de confort. Esto es posible, como ya se ha comentado, disminuyendo el valor del coeficiente de transmisión térmica U del vidrio. Teniendo en cuenta que reducir dicho valor a base de aumentar el espesor del vidrio conduce a soluciones inviables, es necesario incorporar vidrios dobles en sustitución de los simples. El principio de diseño de estos acristalamientos consiste en encerrar entre dos vidrios una cámara de aire que limita los intercambios térmicos, aprovechando la baja conductividad térmica de este gas. De esta manera se consigue pasar de un coeficiente de transmisión térmica de  $5.7 \text{ W/m}^2\text{K}$  para los vidrios simples (monolítico de espesor 6 milímetros) a uno de

2.9 W/m<sup>2</sup>K en el caso de utilizar vidrios dobles con una cámara de 12 mm (vidrio de configuración 6-12-6), reduciendo el flujo de calor aproximadamente a la mitad (Saint-Gobain Glass 2001).

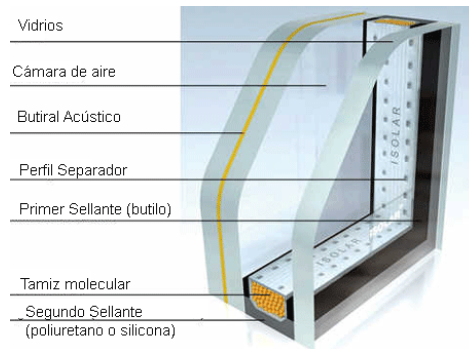


Figura 3.23. Componentes de un doble acristalamiento convencional (Vitro Cristalglass)

La profundidad de la cámara de aire influye en el comportamiento térmico global del panel de vidrio, al modificar los intercambios de calor que se dan entre los diferentes elementos del sistema. Los primeros vidrios dobles que aparecieron en el mercado contaban con una cámara de aire de 6 mm de espesor; más adelante aparecieron vidrios con cámaras de 10, 12, 16 e incluso de hasta 20 mm.

Además, los mecanismos de transmisión de calor también disminuyen al sustituir el aire de la cámara por un gas más pesado (generalmente argón), de conductividad térmica menor, reduciendo así el valor de U hasta 1.7 W/m<sup>2</sup>K aproximadamente.

Existe otra alternativa para mejorar el coeficiente U de los vidrios dobles, que consiste en la utilización de vidrios bajo emisivos que permiten disminuir los intercambios de calor por radiación, cosa que puede reducir el coeficiente de transmisión térmica hasta valores de 1.1 W/m<sup>2</sup>K. La baja emisividad se consigue mediante un tratamiento en el que se depositan sucesivas capas de metales como la plata u óxidos metálicos sobre la superficie del vidrio. Esta capa metálica provoca que la pérdida de energía a través del vidrio se reduzca en un 70% con relación a un vidrio convencional, al evitar casi totalmente ese intercambio de energía. Una superficie acristalada clara presenta una emitancia alrededor de 0.9, pero con la adición de una capa de este tipo puede reducirse a 0.1 o incluso menos (Vitro Cristalglass).

Las capas de baja emisividad pueden ser de dos tipos (Olivares y Olmo 1994):

- **Capas blandas o al vacío**, que son las más eficaces en lo que respecta a la mejora del aislamiento térmico, pero son muy delicadas, de manera que no pueden exponerse directamente al ambiente y deben estar siempre protegidas, ensambladas en un doble acristalamiento o en un vidrio laminado.
- **Capas duras o pirolíticas**, cuya superficie no se degrada con facilidad y a las que no les afecta la humedad, de manera que es posible su instalación tanto en vidrio monolítico como en doble acristalamiento. Sin embargo, su eficacia a la hora de disminuir la emitancia de las superficies acristaladas es menor que en el caso de las capas blandas.

Se debe prestar atención a la finalidad energética del acristalamiento, ya que un vidrio con una capa de baja emisividad puede aislar del frío o del calor dependiendo de la cara en la que se haga el tratamiento. Así, si la cara tratada se coloca de manera que la capa metálica esté

situada en el vidrio interior y orientada hacia la cámara de aire (Figura 3.24 y Figura 3.25), se consigue que dos terceras partes de las radiaciones solares sean aprovechadas en el interior del espacio (Vitro Cristalglass). Esta disposición está recomendada para zonas frías en las que es necesario aprovechar al máximo tanto el calor generado en el interior como el que proviene de la radiación solar exterior.

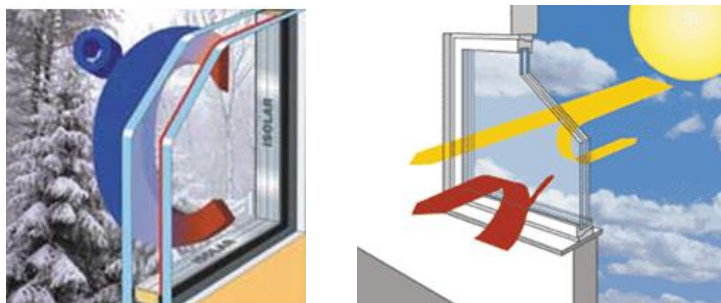


Figura 3.24 y Figura 3.25  
Doble acristalamiento con tratamiento de baja emisividad en la cara 3 (Vitro Cristalglass)

En cambio, para que un vidrio con tratamiento de baja emisividad pueda aislar del frío y del calor, la capa metálica debe incorporar óxidos que aumenten su reflectividad, además de estar situada en el vidrio exterior, orientada hacia la cámara de aire (Figura 3.26 y Figura 3.27). Así se evita el intercambio de radiaciones térmicas entre los dos vidrios, reduciendo la transmisión de calor del conjunto.

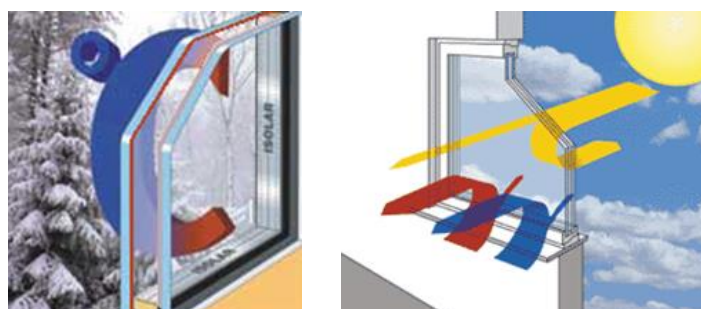


Figura 3.26 y Figura 3.27  
Doble acristalamiento con tratamiento de baja emisividad en la cara 2 (Vitro Cristalglass)

Por otro lado, el uso de vidrios dobles no sólo reduce de manera apreciable las pérdidas energéticas, sino que mejora el confort térmico gracias a que permite elevar la temperatura de la superficie interna del vidrio. En invierno, con un bajo coeficiente U, la temperatura de la cara interior del vidrio es más elevada y disminuye el efecto de “pared fría”, como se muestra en la Figura 3.28. Esto provoca un aumento de la sensación de confort cerca de las ventanas, además de disminuir los riesgos de condensación. Este efecto es más acusado cuando se emplean vidrios bajo emisivos en el doble acristalamiento.

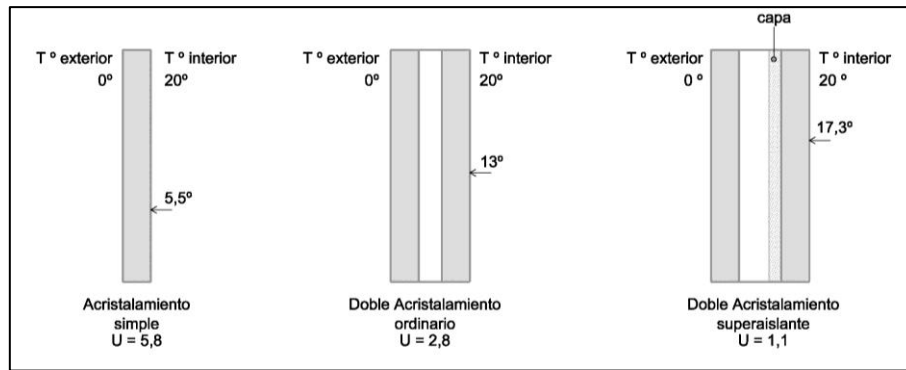


Figura 3.48. Efecto del coeficiente U en la temperatura de la cara interior del vidrio (Saint-Gobain Glass 2001).

### Vidrios de control solar

Los vidrios de control solar se utilizan para limitar el libre acceso de la radiación solar a través los acristalamientos, cosa que puede traducirse en un importante incremento de la temperatura en el interior de los edificios. Para atenuar este efecto se utilizan vidrios que presentan un bajo factor solar, de manera que sólo dejan pasar una parte de la radiación energética solar a la vez que permiten que la luz continúe accediendo al edificio en una proporción importante. Esta disminución de la energía solar incidente se traduce en una reducción de los gastos de energía ligados a la climatización, en menores molestias producidas por el aumento de la temperatura así como en una mejora del confort visual, al evitarse los deslumbramientos.

Para disminuir el factor solar de un vidrio se puede actuar sobre su poder de absorción o de reflexión, mediante alguno de los siguientes procesos de fabricación, expuestos por Olivares y Olmo (1994):

- Pulverización en caliente de una capa de óxidos metálicos sobre un vidrio incoloro o de color. Este procedimiento produce una coloración de la masa vítrea y le confiere una gran resistencia. Los óxidos metálicos absorben parte de la energía radiante del sol, cosa que provoca una reducción de la transmisión de la energía solar hacia el interior. El comportamiento energético de estos vidrios en los espectros ultravioleta, visible e infrarrojo varía en función de su color y espesor.
- Depósito mediante pirólisis o pulverización catódica de una capa a base de sílice sobre un vidrio incoloro o de color. La sílice se integra en la masa superficial y se obtiene un vidrio con un gran poder de reflexión, tanto en el espectro de radiación visible como en el de radiación infrarroja.

#### 3.6.4.5 Selección de vidrios para su aplicación en la DFAV

Como norma general puede decirse, tras analizar la literatura existente, que los tipos de paneles de vidrio más usados en la DFAV son, para la piel interior, vidrios dobles o triples que pueden presentar capas bajo emisivas para mejorar el aislamiento térmico y, para la piel exterior, vidrios simples templados o laminados (Poirazis 2006; Lee et al. 2002).

Cuando es importante reducir las ganancias solares que recibe la fachada, el uso de vidrios de control solar se vuelve imprescindible. Según Stec y van Paassen (2001), dichos vidrios se emplean generalmente en la piel externa del sistema de DFAV, existiendo diferencias significativas en el comportamiento térmico de la fachada respecto al caso de emplearse dispositivos de control solar en la entrepiel para reducir la radiación solar transmitida al interior

del edificio. Así, mientras que el vidrio de control solar intercambia calor con la cavidad y con el aire exterior, las protecciones solares emiten todo el calor absorbido en la cavidad. El autor concluye pues que el vidrio de control solar es más conveniente como elemento de protección solar en verano, presentando como principal inconveniente la imposibilidad de controlar el grado de transmisión solar al interior del edificio, mientras que en el caso de los dispositivos de sombra este control sí es posible.

Sin embargo, cuando se analizan aplicaciones de DFAV en climas nórdicos o moderados las ventajas del uso de vidrios de control solar no es tan clara. Así por ejemplo, Poirazis (2007) concluye que los paneles exteriores formados por vidrios de control solar tienen una influencia positiva en verano pero negativa en invierno, ya que provocan una disminución de la temperatura del vidrio interior y transmiten menos energía al interior del edificio. En cambio, el vidrio doble interior bajo emisivo funciona bien tanto en verano como sobre todo en invierno, al disminuir las pérdidas energéticas al exterior. Gratia y De Herde (2004), por su parte, plantean para el caso de un edificio de oficinas con DFAV en clima moderado, en condiciones de verano, una configuración de vidrios óptima formada por un panel exterior monolítico transparente y un panel interior doble bajo emisivo, siendo necesario asegurar la ventilación de la cavidad para evitar el sobrecalentamiento.

No obstante, para los casos de DFAV en edificios localizados en climas cálidos como el mediterráneo, que son los que presentan mayor interés para el desarrollo de la presente tesis, las ventajas del uso de vidrios de control solar en la piel exterior de la fachada han quedado patentes.

Así, Guardo et al. (2009) evalúan la influencia de diversos parámetros en el comportamiento energético –concretamente en el ahorro de energía– de la DFAV en clima mediterráneo, encontrando que los parámetros que más afectan son las propiedades ópticas del vidrio, principalmente la transmisividad del panel exterior (monolítico de 6 mm en el caso simulado) y la emisividad del panel interior (6-12-6 transparente en el caso simulado)

Baldinelli (2009), por su parte, analiza una DFAV situada también en clima mediterráneo, empleando como configuración de vidrios un panel exterior laminado de 5+5 mm con protección solar móvil incorporada, y como panel interior un vidrio doble de características 4-10-5+5.

Faggembauu (2006) define una DFAV estándar para su aplicación en climas mediterráneos, formada por un panel exterior compuesto por un vidrio monolítico absorbente y un vidrio interior doble común, de configuración 4-12-4.

Chan et al. (2009) analizan una oficina con DFAV ubicada en clima cálido. Los autores prueban diferentes tipos de vidrios (transparente, absorbente y reflectivo) en dos configuraciones –simple y doble acristalamiento–, y simulan todas las combinaciones posibles para la piel externa y la interna. Los resultados muestran que la configuración óptima a nivel energético es la formada por un vidrio interior simple transparente y un vidrio exterior doble reflectante, combinación que proporciona un ahorro anual de refrigeración de aproximadamente un 26% respecto al caso base formado por un edificio con muro cortina.

Yellamraju (2004) realiza una simulación de una oficina con DFAV ubicada en un clima cálido, recomendando una configuración de vidrios formada por un vidrio exterior simple con factor solar lo más bajo posible (entre 0.3 y 0.4) y un vidrio interior doble convencional.

Las mismas recomendaciones realiza da Silva (2005) que, para condiciones de verano, compara el comportamiento energético de dos edificios de oficinas con DFAV situados en dos

climatologías diferentes: mediterránea y nórdica. En ambos casos la demanda de refrigeración del edificio supera ampliamente la de calefacción. Sin embargo, para el caso de clima mediterráneo esta diferencia es muy acusada, resultando la demanda de calefacción prácticamente inexistente. Esta conclusión concuerda con los resultados obtenidos por Torres (2012) y Cuerva (2007).

Pino et al. (2002) también analizan la influencia del vidrio en el comportamiento termoenergético de edificios de oficinas con DFAV localizados en clima mediterráneo (Santiago de Chile). Los autores concluyen que, en dicho clima, no debería recomendarse la construcción de fachadas totalmente acristaladas, aun utilizando vidrios selectivos o dispositivos de control solar, debido a la gran demanda de refrigeración asociada al edificio.

Finalmente, Torres (2012) simula un edificio de oficinas con DFAV en clima mediterráneo, determinando que la configuración óptima para los vidrios en el caso crítico de verano es la formada por un panel exterior monolítico de 6 mm con bajo factor solar (0.3 aproximadamente) y un vidrio interior doble de características 6-10-6. El parámetro que más influencia tiene en la reducción de las cargas de refrigeración del edificio es el factor solar reducido del panel exterior.

### **3.7 COMPORTAMIENTO GLOBAL DE LA DFAV**

#### **3.7.1 Comportamiento energético de la DFAV**

Una doble fachada de vidrio está sujeta a fenómenos termodinámicos y fluidodinámicos complejos, dependientes de las condiciones ambientales exteriores e interiores, entre los que se incluyen mecanismos de transmisión de calor por conducción, convección y radiación, así como flujos de aire transitorios, laminares y turbulentos. Es por ello imprescindible realizar un análisis apropiado de los aspectos fundamentales relacionados con la transmisión de calor en la DFAV (Fuliotto 2008).

Esta complejidad en el comportamiento energético y fluidodinámico de la DFAV es citada como uno de sus aspectos más remarcables por casi todos los autores de la literatura existente. Así, por ejemplo, Poirazis (2006) cita a Barták, Dunovská y Hensen (2001), quienes indican que “En el interior de una fachada de doble piel la temperatura del aire depende principalmente de las ganancias de calor y del flujo de aire desarrollado. Cuando la fachada se ventila de manera natural el flujo de aire está gobernado por las diferencias de temperatura entre el interior de la cavidad y el ambiente exterior, así como por las diferencias de presión inducidas por efecto del viento, lo que ocasiona que habitualmente dicho flujo de aire sea muy errático”.

El factor clave a considerar a la hora de establecer el comportamiento energético de la DFAV es la respuesta del vidrio ante la radiación solar. Así, cuando la radiación solar incide en la piel externa de la fachada, ésta es parcialmente reflejada, absorbida y transmitida. Cuando la fracción transmitida hacia el interior de la cavidad incide en la piel interna pasa por el mismo proceso de reflexión, absorción y transmisión, en este caso hacia el interior del edificio.

Por efecto de la radiación absorbida, los diversos elementos de fachada y las superficies del recinto interior se calientan. En condiciones de equilibrio termodinámico, estos elementos reemiten radiación de onda larga (infrarroja) en todas direcciones. Como los vidrios tienen propiedades ópticas selectivas espectralmente —en general son prácticamente transparentes a la longitud de onda de la radiación visible y casi opacos a la radiación de onda larga—, este calor reemitido por las superficies internas de la fachada queda atrapado en la cavidad,

ocasionando un incremento de las temperaturas del aire en un proceso conocido como “Efecto Invernadero”.

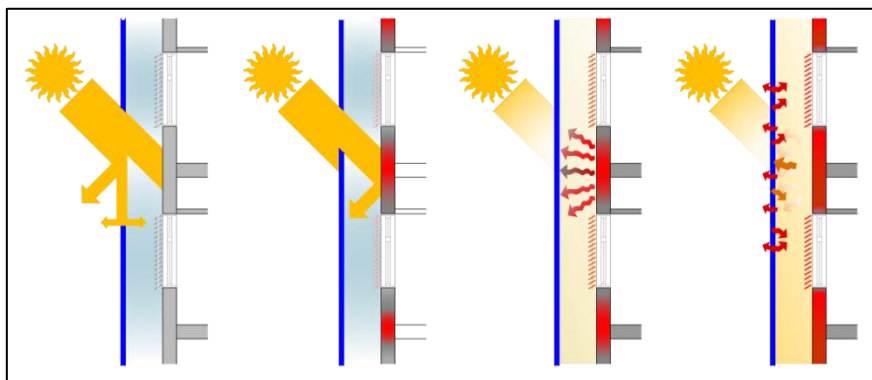


Figura 3.29. Efecto invernadero en una doble fachada de vidrio

Este fenómeno es aprovechable como recurso energético cuando se requiere calentar los espacios interiores del edificio; sin embargo, resulta adverso en el caso de demanda de refrigeración por parte de éste, ya que el sobrecalentamiento del espacio entre pieles ocasionado por la adición de una segunda piel de vidrio a una fachada con tipología de muro cortina provoca también un incremento en la temperatura del aire de los espacios perimetrales del interior del edificio. Thomas (2005) indica que, a pesar de que esta segunda piel puede ayudar a reducir la pérdida de calor a través de la fachada manteniendo las ventajas del acceso de luz solar al interior del edificio, también ocasiona que una parte potencialmente útil del calor procedente de la radiación solar quede atrapada entre las dos pieles.

Así pues, en los casos en que la demanda de refrigeración del edificio sea importante, es fundamental el control de las ganancias solares en la doble fachada de vidrio, cosa que se consigue principalmente a través de los dispositivos de protección solar. Estos elementos de sombra, localizados generalmente en la cavidad, reflejan parte de la radiación de onda corta incidente, y absorben el resto, que luego reemiten en forma de radiación infrarroja en el interior de la cavidad. Como el vidrio es opaco a esta radiación, esta fracción reemitida no atraviesa la piel interna de la fachada, de manera que no puede acceder al interior del edificio, lo que hace que las cargas de refrigeración instantáneas no aumenten.

Diversos autores exponen la posibilidad de tener una acumulación incontrolada de calor en la cavidad de la DFAV, y discuten las consecuencias negativas que este fenómeno puede tener en el comportamiento energético del edificio, sobre todo en el caso de edificios situados en climas predominantemente calurosos como el mediterráneo.

Así por ejemplo, Oesterle et al. (2001) mencionan como requerimiento específico, dentro de la planificación del edificio, la necesidad de prevenir el sobrecalentamiento en el espacio intermedio entre las dos pieles, a través de un cuidadoso dimensionado de las aberturas para limitar las ganancias de calor en verano. Los autores mencionan el fenómeno de la estratificación de la temperatura en la cavidad de la doble fachada, subrayando el riesgo de un incremento en las cargas de calor en las plantas superiores de la fachada.

Faggembau et al. (2003) analizan el caso de fachadas con grandes superficies de vidrio en clima mediterráneo, argumentando que las elevadas ganancias de calor por radiación son un problema crítico en los países con este tipo específico de climatología, pudiendo producir sobrecalentamientos importantes en los edificios, incluso en invierno. Los autores evalúan, a través de un modelo numérico, la implicación del material empleado en las fachadas ventiladas

sobre la carga energética total que soportan. Concluyen que para mantener niveles razonables de ganancia solar en la fachada en condiciones críticas de verano es necesario hacer una selección cuidadosa de la tipología de vidrio empleada, siendo posible mejorar el comportamiento del conjunto mediante la incorporación de dispositivos de control solar parcialmente opacos o materiales transparentes aislantes (TIM).

También Gratia y De Herde (2007) analizan los efectos favorables y desfavorables del efecto invernadero en la DFAV, llegando a la conclusión que la adición de una segunda piel de vidrio a la fachada, si no va acompañada de un control preciso de las aberturas de la entrepiel, es el factor más crítico causante del sobrecalentamiento de los edificios acristalados. Según los autores, el efecto invernadero puede ser moderadamente beneficioso dependiendo de la orientación del edificio. Así, las fachadas orientadas a sur serían las más favorables, y las orientadas a este y oeste las más críticas en lo que respecta al sobrecalentamiento del sistema. Los mismos autores también sugieren que, para evitar el sobrecalentamiento del edificio en períodos de elevada radiación solar, las DFAV ventiladas naturalmente mantengan abiertas de forma permanente las aberturas de ventilación de la cavidad (Gratia y De Herde 2004).

Por su parte, Fuliotto (2008) indica que, cuando la radiación solar es elevada, la cavidad de la DFAV debe estar muy bien ventilada para prevenir el sobrecalentamiento de los espacios interiores del edificio. Los parámetros de diseño clave en este caso son el ancho de la cavidad y el tamaño de las aberturas de ventilación de la piel exterior.

En relación con la mejor estrategia de ventilación de la entrepiel de la DFAV para prevenir este sobrecalentamiento, Guardo et al. (2011) proponen la ventilación forzada horizontal como una manera efectiva de reducir la transmisión de calor hacia el interior del edificio, además de para disminuir la carga solar incidente. Sobre el mismo modelo de DFAV, Valentín et al. (2013) simulan la ventilación forzada horizontal empleando turbinas de efecto Coanda en lugar de ventiladores tradicionales. Los autores concluyen que este tipo de turbinas son una alternativa adecuada, ya que crean un patrón de recirculación de aire que reduce la carga solar incidente en mayor medida que los ventiladores, para caudales de impulsión elevados.

Para resolver estos posibles problemas de sobrecalentamiento en el interior del edificio, generados cuando se aplica la tipología de DFAV en climas de alta radiación solar como el mediterráneo, en la presente tesis se pretende optimizar el sistema de ventilación de la entrepiel de la Doble Fachada Acristalada.

### **3.7.2 Comportamiento fluidodinámico de la DFAV**

El principal factor que fomenta el movimiento del aire en el interior de la cavidad de la DFAV es la diferencia de presiones. Esta diferencia está originada por la flotabilidad térmica, por la acción del viento alrededor del edificio o bien por la utilización de dispositivos de ventilación mecánicos.

Oesterle et al. (2001) analizaron el comportamiento del flujo de aire generado por la flotabilidad térmica en las dobles fachadas de vidrio. Según los autores, la doble fachada fomenta el movimiento del aire en la cavidad como resultado del efecto invernadero creado entre las dos pieles de vidrio. Al calentarse el aire disminuye su densidad y la flotabilidad comienza a desarrollarse creando un efecto chimenea, que impulsa el aire caliente a la sección superior de la fachada, mientras fuerza al aire frío del exterior a introducirse en la cavidad a través de las aberturas inferiores (Figura 3.30).



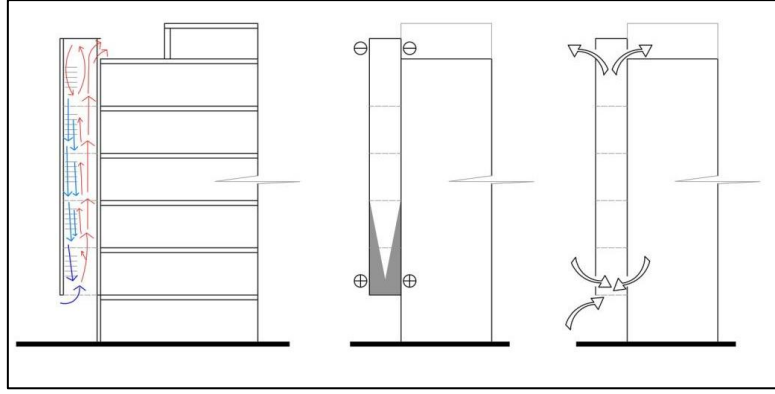


Figura 3.30. Representación del efecto chimenea causado por la flotabilidad térmica del aire en la cavidad de una DFAV ventilada naturalmente

También Grabe (2002) determina que para DFAV ventiladas naturalmente el flujo generado se debe principalmente al efecto de la flotabilidad térmica. Este efecto es mayor cerca de las fuentes de calor, como los paneles de vidrio y los dispositivos de protección solar, de manera que se produce un comportamiento fluidodinámico asimétrico en la cavidad. El flujo creado en la fachada es mayor cerca de la abertura de entrada, y decrece rápidamente al aumentar la altura, para finalmente repuntar en la abertura de salida.

Por su parte Gratia y De Herde (2004) establecen, a partir de los resultados obtenidos mediante simulaciones energéticas, que en presencia de radiación solar la ventilación de una DFA ventilada naturalmente se debe principalmente al efecto chimenea, mientras que en condiciones nocturnas, es el efecto del viento el que domina la ventilación de la cavidad.

Las ecuaciones básicas que definen de manera global el comportamiento del aire en la DFAV se muestran a continuación. En primer lugar, la diferencia de presiones en el interior de la cavidad debida a la flotabilidad térmica viene dada (en Pa) por:

$$\Delta p_{th} = \Delta \rho' \cdot g \cdot \Delta h \cdot \Delta T_m \quad (\text{Ecuación 3.1})$$

Donde  $\Delta \rho'$  es la variación de densidad del aire debida al cambio de temperatura (en  $\text{kg/m}^3\text{K}$ ),  $g$  es la aceleración de la gravedad ( $9,81\text{m/s}^2$ ),  $\Delta h$  es la altura efectiva de la cavidad de la fachada (en metros) y  $\Delta T_m$  es la diferencia media de temperatura en la cavidad (en K).

La variación específica de densidad del aire,  $\Delta \rho'$ , viene dada por la ley de los gases según la ecuación:

$$\Delta \rho' = \frac{\rho}{T_{ab}} \quad (\text{Ecuación 3.2})$$

Donde la temperatura absoluta ( $T_{ab}$ ) puede ser expresada (en K) por:

$$T_{ab} = T_{zu} + \Delta T_m + 273,15 \quad (\text{Ecuación 3.3})$$

A efectos prácticos se toma para  $\Delta \rho'$  un valor de  $0,004 \text{ kg/m}^3\text{K}$ .

De la Ecuación 3.1 puede extraerse que la flotabilidad térmica que controla el proceso de ventilación natural de la cavidad es más eficiente cuánto mayor es la diferencia de temperaturas y mayor es la altura de la cavidad. Así pues, como en condiciones frías (en invierno) se da esta diferencia máxima de temperaturas, la posibilidad de extracción de calor por ventilación natural es mayor. Sin embargo, en estas circunstancias es cuando se necesita

una menor ventilación de la cavidad, ya que la cantidad de calor a evacuar es también más pequeña.

Por otra parte, el viento en el exterior de la fachada también tiene influencia en el flujo de aire en el interior de la cavidad. Así, la diferencia de presiones entre el interior y el exterior de la fachada, conocida como presión estática (*stagnation pressure*) ( $q$ ) viene definida (en Pa) por:

$$q = \frac{\rho}{2} \cdot v^2 \quad (\text{Ecuación 3.4})$$

Donde  $\rho$  es la densidad del aire (en kg/m<sup>3</sup>) y  $v$  es la velocidad del aire exterior (en m/s).

La presión ejercida por el viento en el exterior de la fachada ( $p_{wind}$ ) viene dada por los coeficientes específicos de presión del viento ( $c_p$ ), que dependen de la orientación de la fachada. Los valores de estos coeficientes son positivos en las zonas enfrentadas al viento (zonas de presión) y negativos en las zonas opuestas (zonas de succión). Esta presión se expresa (en Pa) según la siguiente ecuación:

$$p_{wind} = c_p \cdot q \quad (\text{Ecuación 3.5})$$

Según Oesterle et al. (2001), el flujo de aire entre las aberturas de entrada y salida de la cavidad viene generado por el producto de la diferencia de presiones y el área de dichas aberturas. Este parámetro se conoce como pérdida de presión o *pressure loss* ( $\Delta p_{loss}$ ) y, aplicando el concepto de equilibrio de presiones, se expresa (en Pa) como:

$$\Delta p_{loss} = \Delta p_{th} + \Delta p_{wind} \quad (\text{Ecuación 3.6})$$

Donde  $\Delta p_{th}$  es el gradiente de presiones debido a la flotabilidad térmica y  $\Delta p_{wind}$  es el gradiente de presiones debido a la acción del viento.

Por la ecuación de continuidad, se establece un balance entre el volumen de aire admitido a través de la entrada de la DFAV ( $V_{in}$ ) y el volumen de aire que abandona la cavidad a través de la salida ( $V_{out}$ ) (en m<sup>3</sup>):

$$\dot{V}_{in} = \dot{V}_{out} \quad \text{o} \quad A_{in} \cdot v_{in} = A_{out} \cdot v_{out} \quad (\text{Ecuación 3.7})$$

Donde  $\dot{V}$  es el caudal de aire (en m<sup>3</sup>/s),  $A$  es el área de las aberturas de la cavidad (en m<sup>2</sup>) y  $v$  es la velocidad del aire (en m/s).

Esta relación determina que, cuando se produce una disminución en el área de apertura de las entradas y salidas, la velocidad del aire se incrementa para mantener el balance.

Como se ha comentado antes, una de las principales características de la DFAV es su capacidad para acumular calor y promover el efecto chimenea. No obstante, para prevenir el sobrecalentamiento, es necesario asegurar una apropiada extracción del aire caliente durante el periodo de refrigeración. La cantidad de calor extraída por convección ( $Q_{conv}$ ) puede expresarse (en kW) según la ecuación:

$$Q_{conv} = \rho \cdot C_p \cdot \dot{V} \cdot \Delta T \quad (\text{Ecuación 3.8})$$

Donde  $\rho$  es la densidad del aire (en  $\text{kg/m}^3$ ),  $C_p$  es el calor específico del aire (en  $\text{kJ/kg}\cdot\text{K}$ ),  $\dot{V}$  es el caudal de aire resultante (en  $\text{m}^3/\text{s}$ ) y  $\Delta T$  es la diferencia de temperaturas entre el aire de entrada y el de salida de la cavidad (en K).

Las ecuaciones básicas presentadas proporcionan una idea general del comportamiento del flujo de aire en el interior y el exterior de la fachada. Sin embargo, la variación de las corrientes de aire en la cavidad de la DFAV es difícil de determinar, al depender de la interacción de todos los elementos constituyentes de la fachada. Por esta razón, el análisis mediante CFD es una herramienta muy útil para calcular los patrones de flujo detallados en el interior de la cavidad.

Los dos tipos básicos de flujos de aire presentes en el interior de la DFAV son el flujo turbulento –en el que las fuerzas inerciales son predominantes– y el laminar –en el que las fuerzas viscosas prevalecen sobre las inerciales–. La división entre flujo turbulento y laminar depende de la relación entre la velocidad y la viscosidad del fluido, según el parámetro conocido como número de Reynolds, que se expresa como:

$$Re = v \cdot \frac{L}{\nu} \quad (\text{Ecuación 3.9})$$

Donde  $v$  es la velocidad del aire (en  $\text{m/s}$ ),  $L$  es la dimensión característica de la cavidad de la DFA (en m) y  $\nu$  es la viscosidad cinemática del aire.

Existe un valor crítico para el número de Reynolds, a partir del cual el flujo pasa de ser laminar a turbulento. Según Oesterle et al. (2001), el  $Re$  crítico en DFAV varía entre 10.000 y 20.000.

### 3.8 VENTAJAS E INCONVENIENTES DE LA APLICACIÓN DE LA DFAV

Numerosos autores (Oesterle et al. 2001; Compagno 2002; Lee et al. 2002; Arons 2000, Faist 1998; Kragh 2000; Jager 2003) han analizado las ventajas e inconvenientes de la incorporación de la doble fachada de vidrio en los edificios. Algunos de los aspectos que en ciertas ocasiones se citan como inconvenientes son los riesgos que conlleva en relación a la protección contra incendios, la posible falta de aislamiento acústico –principalmente entre los diferentes espacios del edificio–, así como los problemas de sobrecalentamiento de la cavidad y el reducido nivel de iluminación natural, en comparación con el muro cortina, entre otros.

Respecto a las ventajas, las más citadas son el ahorro de energía, el mayor confort térmico y el menor impacto generado al medio, en comparación con el muro cortina, así como la mejora en el aislamiento acústico de la fachada frente al ruido exterior.

Sin embargo, estos aspectos no son ventajas e inconvenientes intrínsecos de la DFAV, sino que dependen de un correcto análisis de las condiciones de contorno específicas de cada caso y del posterior diseño adecuado a ellas.

Existen otros aspectos, sin embargo, que sí pueden ser considerados como ventajas e inconvenientes derivados de la propia tipología constructiva, y no de su diseño adecuado o no. Estos aspectos son, dentro de las ventajas, la ventilación natural, la posibilidad de ubicar los elementos de protección solar dentro de la cavidad y la transparencia, y dentro de los inconvenientes, los mayores costes de construcción y mantenimiento comparado con el muro cortina, así como la reducción del espacio interior útil disponible.

A pesar de estas consideraciones, a continuación se exponen detalladamente las principales ventajas e inconvenientes potenciales de la DFAV, considerando que su diseño se ha realizado de manera óptima para cada caso concreto. Los diferentes factores se han ordenado colocando en primer lugar aquéllos que se consideran de mayor influencia en el caso tratado, es decir, el de un edificio de oficinas con alta carga interna ubicado en un entorno mediterráneo. Se han primado pues los aspectos relacionados con la posibilidad de ventilación y de reducción de la carga solar absorbida por el edificio.

### **3.8.1 Ventajas**

- Posibilidad de posicionar los elementos de control solar en el interior de la cámara, con lo que están mejor protegidos contra el viento y la lluvia, y requieren menos mantenimiento y limpieza.
- Posibilidad de ventilación natural del edificio. Se hace posible la abertura de ventanas interiores, incluso en edificios altos, gracias a la reducción de la presión del viento conseguida mediante la piel adicional. Si se diseña correctamente, la ventilación natural puede llevar a una reducción del consumo energético del edificio y a un aumento del confort interior.
- Posibilidad de ventilación durante la noche, lo que reduce el gasto de climatización en verano (*free-cooling*).
- Mejora del aislamiento térmico, lo que reduce el gasto de calefacción del edificio durante el invierno. La colocación de una piel adicional más la cámara de aire con convección natural produce una reducción de las pérdidas de calor (mejora el coeficiente de transmisión  $U$  del cerramiento).
- Durante el verano, la ventilación forzada en la cámara de aire permite una buena ventilación de toda la fachada. Con ventilación natural es necesaria la colocación de elementos de sombra en climas de alta radiación solar.
- Reducción de la diferencia de temperatura entre la superficie interior de la fachada y el aire interior, mejorando el confort térmico.
- Posibilidad de aplicar ventilación cruzada (por ejemplo, desde las fachadas a norte).
- Posibilidad de recuperar calor.
- Menos horas de trabajo del sistema de climatización.
- Alto grado de iluminación natural, lo que mejora el confort interior.
- Diseño arquitectónico atractivo gracias a su transparencia.
- Mejora del aislamiento acústico. De acuerdo con diversos autores, esta es una de las ventajas más remarcables de la fachada de doble piel, lo que la convierte en uno de los principales motivos de implantación de esta tipología de fachada. El nivel de aislamiento depende de las aberturas en la piel exterior, y del tipo de DFAV llevado a cabo.
- Reducción de los efectos de presión del viento en edificios de gran altura.

- Evacuación frente al fuego. El espacio intermedio puede ser utilizado para tal fin.

### 3.8.2 Inconvenientes

- Problemas de sobrecalentamiento de la cavidad interior, sobre todo en climas de alta radiación solar, si no se diseña adecuadamente.
- Costes de construcción más elevados. La existencia de una piel adicional de vidrio, normalmente de altas prestaciones, hace esta fachada más cara que el muro cortina tradicional.
- Costes adicionales en la fase de uso, debido a su mayor necesidad de mantenimiento (limpieza de la cámara, filtros, juntas, aberturas, etc.).
- Reducción de espacio habitable. La profundidad de la cámara de aire puede variar de 0,1 hasta dos metros, espacio que representa una reducción del área útil existente. Aun así este efecto tiene su contraposición en el incremento de áreas interiores con mejores condiciones de confort: la DFAV permite la utilización de áreas adyacentes a la fachada, ya que las temperaturas de estas zonas están cerca de la temperatura ambiente.
- Efecto de deslumbramiento por la gran superficie acristalada. Este problema se da en todo tipo de fachadas acristaladas (simples y dobles). De hecho, la doble piel reduce la cantidad de luz que entra en el edificio, con lo que la situación es menos crítica que en el caso del muro cortina.
- Protección al fuego. Posibles problemas de transmisión de fuego y humos a través de la entrepiel.
- Peso adicional de la fachada.
- Problemas acústicos si no se diseña correctamente, sobre todo a nivel de transmisión lateral entre recintos adyacentes (para algunas tipologías de DFAV).

## REFERENCIAS

Arons, D. Properties and applications of double-skin building facades. Master of Science Thesis, MIT, Department of Architecture, 2000.

Baldinelli, G. Double skin façades for warm climate regions: Analysis of a solution with an integrated movable shading system. *Building and Environment*. 2009, vol. 44, núm. 6, p. 1107–1118.

Barták, M.; Dunovská, T.; Hensen, J. Design Support Simulations for a Double Skin Façade. 1st International Conference on Renewable Energy in Buildings, 2001. *Sustainable Buildings and Solar Energy*. Prague: 2001, p. 126-129.

Belgian Building Research Institute (BBRI). *Source book for a better understanding of conceptual and operational aspects of active facades*. Department of building physics, indoor climate and building services. Belgian Building Research Institute: Version núm. 1.

Boake, T.M. *The Tectonics of the Double Skin: Green Building or Just more Hi-Tech Hi-Jinx?* Technical Report. University of Waterloo, 2006.

Chan, A.L.S.; Chow, T.T.; Fong, K.F.; Lin, Z. Investigation on energy performance of double skin façade in Hong Kong. *Energy and Buildings*. 2009, vol. 41, núm. 11, p. 1135-1142.

Claessens, J.; De Herde, A. *Active Solar Heating and Photovoltaics. Solar Energy in European Office Buildings*. Energy Research Group, School of Architecture, University College of Dublin, Ireland, 2005.

Compagno, A. *Intelligent Glass Facades: Material, Practice, Design*. 1ª ed. Zürich: Artemis, 1995, p.128. ISBN 3764355476.

Compagno A. *Intelligent Glass Facades*. 5ª edición. Berlin: Birkhäuser, 2002, p. 183. ISBN: 376436694X.

Crespo, A. M. L. *History of Double Skin Façades*. Graduate school of Design, Harvard University, USA, 1999, p.3.

Cuerva, E. Requerimientos de fachadas acristaladas en edificios de oficinas según el nuevo Código Técnico de la Edificación. Proyecto final de carrera, Universitat Politècnica de Catalunya, Departament d'Enginyeria de la Construcció, 2007. [Biblioteca ETSEIB de la UPC].

Da Silva, V.M. Thermal and energetic analysis of a naturally ventilated reversible window. Tese de Doutoramento em Ciências de Engenharia. Faculdade de Engenharia Universidade do Porto. Portugal, 2005.

Davies, M.; Rogers, R. A Wall for All Seasons. *RIBA Journal*, 1981, vol. 2, núm. 88, p. 55-57.

Dickson, A., Modeling Double-Skin Facades. Master's thesis, University of Strathclyde, Department of Mechanical Engineering, Glasgow, 2004.

Di Maio, F.; van Paassen, A.H.C. Integration of double facades and ventilation systems in buildings. *Advances in Building Technology*, 2002, vol. II, p. 1225-1232.

Faggembauu, D. Numerical analysis of the thermal behaviour of ventilated glazed facades in Mediterranean climates. Part II. Applications and analysis of results. Costa, M.; Soria, M.; Oliva A. *Solar Energy*, 2003, núm. 75, p. 229–239.

Faggembauu, D. Heat transfer and fluid-dynamics in double and single skin facades. Doctoral Thesis, Universitat Politècnica de Catalunya, Departament de Màquines i Motors Tèrmics, 2006 [Biblioteca Rector Gabriel Ferraté de la Universidad].

Faist, A.P. *La façade double-peau*. École Polytechnique Fédérale de Lausanne. LESO-PB-REPORT-1998-011, 1998.

Fuliotto, R. Experimental and Numerical Analysis of Heat Transfer and Airflow on an Interactive Building Facade. Doctoral Thesis. Università degli Studi di Cagliari. Dipartimento di Ingegneria Meccanica, 2008.

Gan, G. Simulation of buoyancy-induced flow in open cavities for natural ventilation. *Energy and Buildings*, 2006, vol. 38, núm 5, p. 410-420.

Geissler, A. The Case for Ventilated Facades - Latest Developments to Prevent Solar Overheating of Highly Glazed Buildings. *Glass in Buildings*, 2005, núm. 2, p. 31-38.

Grabe, J.V. A prediction tool for the temperature field of double facades, *Energy and Buildings*, 2002, vol. 34, núm. 9, p. 891–899.

Gratia, E.; De Herde, A. Optimal operation of a south double-skin facade, *Energy and Buildings*, 2004, vol. 36, núm 1, p. 41–60.

Gratia, E.; De Herde, A. Greenhouse effect in double-skin façade. *Energy and Buildings*, 2007, vol. 39, núm 2, p. 199-211.

Guardo, A.; Coussirat, M.; Egusquiza, E.; Alavedra, P.; Castilla, R. A CFD approach to evaluate the influence of construction and operation parameters on the performance of active transparent facades in mediterranean climates. *Energy and Buildings*, 2009, vol.41, núm 5, p. 534-542.

Guardo, A. ; Coussirat, M.; Valero, C.; Egusquiza, E.; Alavedra, P.; CFD assessment of the performance of lateral ventilation in Double Glazed Facades in Mediterranean climates. *Energy and buildings*, 2011, vol. 43, núm. 9, p. 2539-2547.

Harrison, K.; Meyer-Boake, T. The Occidental Chemical Center. *Tectonics of environmental skins*. University of Waterloo School of Architecture, 2003.

Hernández Tascón, M. Experimental and computational evaluation of thermal performance and overheating in double skin facades, Doctoral Thesis, University of Nottingham, 2008.

Jager, W. *Double Skin Facades – Sustainable Concepts*. Presentation of Hydro for Syd Bygg, Malmo, Sweden, 2003.

Kragh, M. *Building envelopes and environmental systems. Modern façades of office buildings*. Delft Technical University. The Netherlands, 2000.

Lee, E.; Selkowitz, S.; Bazjanac, V.; Inkarojrit, V.; Kohler, C. *High-Performance Commercial Building Façades*. Lawrence Berkeley National Laboratory. University of California, 2002.

Li, S-S. A protocol to Determine the Performance of South Facing Double Glass Façade System. A Preliminary Study of Active/Passive Double Glass Façade Systems. Master's Thesis, Virginia Polytechnic Institute and State University, Department of Architecture, 2001.

Loncour, X.; Deneyer, A.; Blasco, M.; Flamant, G.; Wouters, P. *Ventilated Double Facades. Classification and illustration of façade concepts*. Belgian Building Research Institute (BBRI). Department of building physics, indoor climate and building services, 2004.

Magali, B. *Proposition of climatic facades classification*. IEA 27 Subtask A, Project A3, Case 2. Double Envelope Systems. Catholic University of Leuven, Belgium, 2001.

Oesterle, E.; Lieb, R-D. *Double Skin Facades: Integrated planning: building physics, construction, aerophysics, air-conditioning, economic viability*. Munich, London, New York: Prestel, 2001, p. 207. ISBN 379132504.

Olivares, M.; Olmo, R. Los Vidrios de baja emisividad. *Materiales de Construcción*, 1994, vol. 44, núm. 236, p. 31-52.

Alan Pino, A.; Bustamante, W.; Escobar, R.; Encinas Pino, F. Thermal and lighting behavior of office buildings in Santiago of Chile. *Energy and Buildings*. 2012, núm. 47, p. 441–449.

Poirazis, H. *Double Skin Façades for Office Buildings. Literature Review*. Division of Energy and Building Design. Department of Construction and Architecture. Lund Institute of Technology. Lund University, 2004.

Poirazis, H. Double skin façade cavities: a parametric study. Glass Performance Days. Proceedings of the 10th International conference in Tampere. *Glass Performance Days*, 2007, p. 271-275.

Quesada, G.; Rousse, D.; Dutil, Y.; Badache, M.; Hallé, S. A comprehensive review of solar facades. Transparent and translucent solar facades. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2012, núm. 16, p. 2643–2651.

Saelens, D. Energy Performance Assessments of Single Storey Multiple-Skin Facades. Doctoral Thesis, Catholic University of Leuven. Laboratory for Building Physics, Department of Civil Engineering, 2002.

Saint-Gobain Glass. *Manual del vidrio*. Madrid: CITAV (Centro de Información Técnica de Aplicación del Vidrio), 2001.

Stec, W. J.; van Paassen, A.H.C. *Integration of the Double Skin Façade with the buildings*. TU Delft, Department of Energy in Built Environment, Energy Technology, The Netherlands, 2001.

Stec, W. J.; van Paassen A.H.C. *Double skin façade as a part of the HVAC system*. Report KK-322. TU Delft, 2002.

Stec, W. J.; Paassen, A. H. C. Defining the performance of the double skin façade with the use of the simulation model. Proceedings of the International Building Simulation Association Conference. Eindhoven, Netherlands, 2003, pp. 1243–1250.

Stec, W. J.; van Paassen, A. H. C.; Maziarz, A. Modelling the double skin façade with plants. *Energy and Buildings*, 2005, vol. 37, núm. 5, p. 419–427.



Streicher, W.; Heimrath, R.; Hengsberger, H.; Mach, T.; Waldner, R.; Flamant, G.; Loncour, X.; Guarracino, G.; Erhorn, H.; Erhorn-Kluttig, H.; Santamouris, M.; Farou, I.; Zerefos, S.; M. Assimakopoulos, M.; Duarte, R.; Blomsterberg, Å.; Sjöberg L.; Blomquist, C. On the Typology, Costs, Energy Performance, Environmental Quality and Operational Characteristics of Double Skin Façades in European Buildings. *Advances in building energy research*, 2007, vol. 1, p. 1-28.

Thomas, R. *Environmental design: An introduction for Architects and Engineers*. 3ª ed. Londres: Taylor & Francis Ltd, 2005, p. 272. ISBN 10: 0415363349.

Torres, M.; Alavedra, P.; Guzmán, A.; Cuerva, E.; Planas, C.; Clemente, R.; Escalona, V. Double skin façades –cavity and exterior openings dimensions for saving energy on mediterranean climate–. *IBPSA 2007 - International Building Performance Simulation Association*. 2007, p. 198-205.

Torres, M. La doble fachada acristalada ventilada en el clima Mediterráneo: optimización a través de simulaciones energéticas computacionales. Tesis doctoral, Universitat Politècnica de Catalunya, Departament d'Enginyeria de la Construcció, 2012. [Biblioteca ETSEIB de la UPC].

Uuttu, S. Study of current structures in double-skin facades. Master's thesis in Structural Engineering and Building Physics. Helsinki University of Technology, Department of Civil and Environmental Engineering, 2001.

Valentín, D.; Guardo, A.; Egusquiza, E.; Valero, C.; Alavedra, P. Use of Coanda nozzles for double glazed façades forced ventilation. *Energy and Buildings*. 2013, núm. 62, p. 605–614.

Vitro Cristalglass, S.L. *Catálogos de productos*. Disponibles en: < [www.vitro.com](http://www.vitro.com) >

Yellamraju, V. Evaluation and design of double-skin facades for office buildings in hot climates. Master thesis of science. Texas A&M University, 2004.

## Capítulo 4

# CONCEPCIÓN FÍSICA Y NORMATIVA DE LOS MECANISMOS DE TRANSMISIÓN DE CALOR EN EDIFICIOS

### 4.1 INTRODUCCIÓN

En el cálculo de la transmisión de calor en edificios intervienen dos ramas de la ciencia; la teoría de transferencia de calor y la mecánica de fluidos, que están estrechamente interrelacionadas entre sí. Mientras que la teoría de transferencia de calor se centra en el tránsito de energía causado por los gradientes de temperaturas, la mecánica de fluidos se centra en el comportamiento de los fluidos en reposo o en movimiento.

En la primera parte del presente capítulo se exponen los conceptos básicos de estas dos disciplinas científicas y su interrelación, mientras que en la segunda parte se describe el procedimiento simplificado que la normativa utiliza para el cálculo de la transmisión de calor en edificios, así como los índices y parámetros que define a tal efecto.

### 4.2 FUNDAMENTOS DE LA TRANSFERENCIA DE CALOR

Se define como transferencia de calor la energía en tránsito debida a una diferencia de temperaturas. Este tránsito siempre tiene lugar, como resultado de la Segunda ley de la termodinámica, desde un cuerpo caliente a un cuerpo frío.

Los procesos mediante los cuales tiene lugar la transferencia de calor se pueden agrupar en tres modos, tal y como se puede observar en la Figura 4.1.

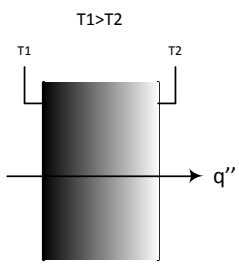
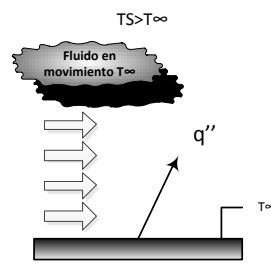
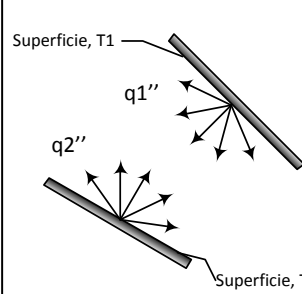
MODOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR		
Conducción a través de un sólido o un fluido estacionario	Convección de una superficie a un fluido en movimiento	Intercambio de calor por radiación entre dos superficies
		

Figura 4.1. Modos de transferencia de calor: conducción, convección y radiación

Se utiliza el término conducción para referirse al mecanismo que actúa cuando existe un gradiente de temperaturas entre diferentes zonas de un mismo medio. En cambio, se aplica el término convección para mencionar la transferencia de calor que ocurre entre una superficie y un fluido en movimiento cuando éstos se encuentran a diferentes temperaturas. El tercer modo de transferencia de calor se denomina radiación térmica, y sirve para denominar el intercambio de calor entre dos superficies a diferente temperatura debido al hecho que todas las superficies con temperatura finita emiten energía en forma de ondas electromagnéticas.

Para la transferencia de calor también es necesario tener en cuenta la ley de la conservación de la masa, que proporciona una herramienta útil para poder realizar balances de sistemas abiertos.

#### 4.2.1 Conducción

La conducción es la transferencia de energía de las partículas más energéticas a las menos energéticas de una sustancia debido a las interacciones entre las mismas. Siendo la temperatura la medida indirecta de la energía cinética de las partículas, se puede redefinir la conducción como la transferencia de energía que tiene lugar en una sustancia de las zonas con temperaturas más altas a las zonas con temperaturas más bajas.

En presencia de un gradiente de temperatura, la transferencia de energía por conducción tiene lugar en la dirección de la temperatura decreciente.

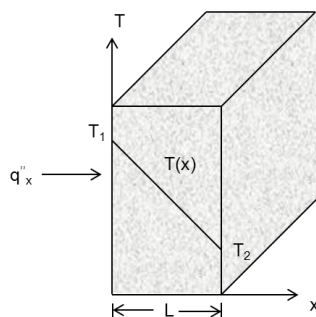


Figura 4.2. Transferencia unidimensional de calor por conducción

La conducción se modeliza mediante la ley de Fourier, que permite calcular la cantidad de energía que se transfiere por unidad de tiempo. Para la pared plana que se muestra en la Figura 4.2, la cual tiene una distribución de temperaturas  $T(x)$ , la ecuación de expresa como:

$$q_x'' = -k \frac{dT}{dx} \quad (\text{Ecuación 4.1})$$

Siendo  $q_x''$  ( $\text{W/m}^2$ ) el flujo de calor en la dirección  $x$  por área unitaria perpendicular a la dirección de transferencia, que es proporcional al gradiente de temperatura,  $dT/dx$  en esa dirección. La constante de proporcionalidad,  $k$ , es una propiedad de transporte conocida como conductividad térmica ( $\text{W/m}\cdot\text{K}$ ) y es una característica del material de la pared. El símbolo menos es consecuencia del hecho que el calor se transfiere en la dirección de la temperatura decreciente. En las condiciones de estado estable que se muestran en la Figura 4.2, donde la distribución de temperaturas es lineal, el gradiente de temperatura se expresa como:

$$\frac{dT}{dx} = \frac{T_2 - T_1}{L} \quad (\text{Ecuación 4.2})$$

Y el flujo de calor es:

$$q_x'' = -k \frac{T_2 - T_1}{L} = k \frac{\Delta T}{L} \quad (\text{Ecuación 4.3})$$

#### 4.2.2 Convección

El modo de transferencia de calor por convección se compone de dos mecanismos diferenciados: la transferencia debida al movimiento molecular aleatorio (difusión) y la debida al movimiento global o macroscópico del fluido en presencia de un gradiente de temperatura.

Es especialmente interesante el estudio de la transferencia de calor por convección que ocurre entre un fluido en movimiento y una superficie limitante cuando ambos elementos tienen diferentes temperaturas.

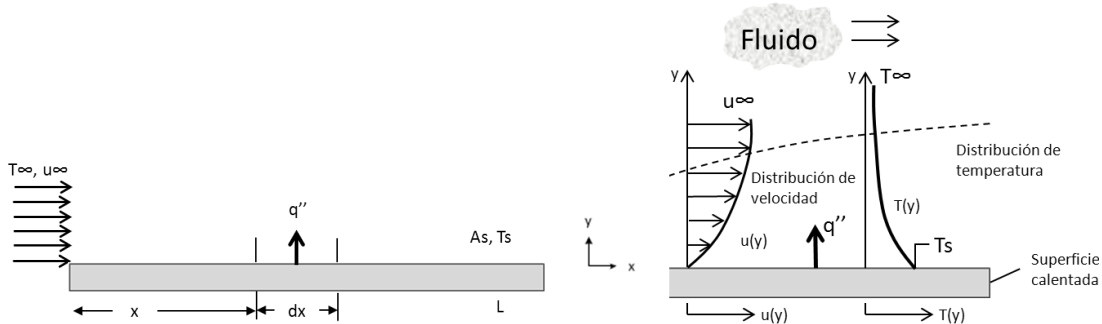


Figura 4.3. Desarrollo de la capa límite de velocidad y evolución de la capa límite térmica sobre una placa isotérmica.

Considerando la condición de flujo que se muestra en la Figura 4.3, donde un fluido a velocidad  $u_\infty$  y temperatura  $T_\infty$  fluye sobre una placa plana de área  $A_s$  que está a una temperatura uniforme  $T_s$ . La transferencia de calor por convección, que tendrá lugar si  $T_s \neq T_\infty$ , vendrá dada por:

$$q'' = h \cdot (T_s - T_\infty) \quad (\text{Ecuación 4.4})$$

Siendo  $h$  el coeficiente de convección local. Como las condiciones de flujo varían de punto a punto sobre la superficie, la tasa de transferencia de calor y el coeficiente de transferencia de

calor también varían. La transferencia de calor total se obtiene integrando el flujo local sobre toda la superficie.

$$q = \int_{As} q'' \cdot dAs \quad (\text{Ecuación 4.5})$$

Definiendo un coeficiente de convección promedio  $\bar{h}$  para toda la superficie, el calor total transferido se expresa como:

$$q = \bar{h} \cdot As \cdot (Ts - T\infty) \quad (\text{Ecuación 4.6})$$

Existen tres tipos básicos de convección: libre (o natural), forzada y mixta. En cualquiera de los casos el fenómeno se puede evaluar mediante la expresión dada en la Ecuación 4.4.

La convección libre tiene lugar cuando las diferencias de densidad en el aire, resultantes del contacto de éste con una superficie a diferente temperatura, dan lugar a fuerzas ascensionales que provocan el movimiento del aire.

La convección forzada, por su parte, se produce cuando el aire se mueve debido a fuerzas exteriores, tales como el viento o sistemas mecánicos de impulsión. En este caso el proceso de transferencia de calor se incrementa notablemente debido a la mayor velocidad del aire.

Por último puede encontrarse la convección mixta, combinación de las dos anteriores, en que las fuerzas actuantes debidas a la variación de la densidad y las acciones exteriores (viento o sistemas mecánicos) son concurrentes y de magnitud parecida, produciéndose una superposición de los efectos de la convección libre y la forzada.

### 4.2.3 Radiación

La radiación térmica es la energía emitida por la materia que se encuentra a una temperatura finita. La energía del campo de radiación es transportada por ondas electromagnéticas (o alternativamente fotones).

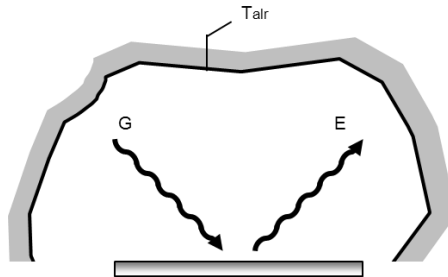


Figura 4.4. Radiación de una superficie con emisividad  $\varepsilon$

En la Figura 4.4. se muestran los procesos de transferencia por radiación que afectan a una superficie genérica rodeada por un ambiente determinado. La radiación que emite la superficie se origina a partir de la energía térmica de la materia limitada por dicha superficie. La velocidad con la que se libera la energía, por unidad de área ( $\text{W/m}^2$ ), se denomina potencia emisiva superficial  $E$ . Existe un límite superior para la potencia emisiva, que viene determinado por la ley de Stefan-Boltzmann.

$$E_b = \sigma \cdot T_s^4 \quad (\text{Ecuación 4.7})$$

Donde  $T_s$  es la temperatura absoluta (K) de la superficie y  $\sigma$  es la constante de Stefan-Boltzman ( $\sigma = 5,67 \cdot \frac{10^{-8} W}{m^2} \cdot K^4$ ). Una superficie que emita según esta expresión se denomina radiador ideal o cuerpo negro. El flujo de calor emitido por una superficie real, no obstante, es menor que el de un cuerpo negro a la misma temperatura, y viene dado por:

$$E = \varepsilon \cdot \sigma \cdot T_s^4 \quad (\text{Ecuación 4.8})$$

Donde  $\varepsilon$  es una propiedad radiativa de la superficie denominada emitancia, que proporciona una medida de la eficiencia con que una superficie emite energía en relación con un cuerpo negro ( $0 \leq \varepsilon \leq 1$ ). Este valor depende del material y del acabado superficial.

Por otra parte, la superficie de interés está afectada por la radiación procedente de los alrededores, que puede originarse desde alguna fuente especial –como el sol–, o de otras superficies a las que esté expuesta. Se denomina irradiación ( $G$ ) a toda la radiación incidente sobre un área unitaria de la superficie.

Una parte de la radiación incidente sobre la superficie es absorbida por ésta, incrementando la energía térmica del material. La parte de radiación incidente absorbida depende de una propiedad intrínseca de la superficie denominada absorbancia ( $0 \leq \alpha \leq 1$ ).

$$G_{abs} = \alpha \cdot G \quad (\text{Ecuación 4.9})$$

Si la superficie es opaca a la radiación, parte de ésta se absorbe y parte se refleja. En caso que la superficie sea semitransparente, hay una parte de la radiación incidente que también se transmite a través del cuerpo (Figura 4.5). Las partes transmitidas y reflejadas no tienen ningún efecto sobre la energía térmica de la materia. Los coeficientes que determinan dichas fracciones reflejadas y transmitidas de la irradiación incidente se denominan respectivamente reflectancia ( $\rho$ ), transmitancia ( $\tau$ ). Junto con la absorbancia antes definida, se verifica que:

$$\rho + \tau + \alpha = 1 \quad (\text{Ecuación 4.10})$$

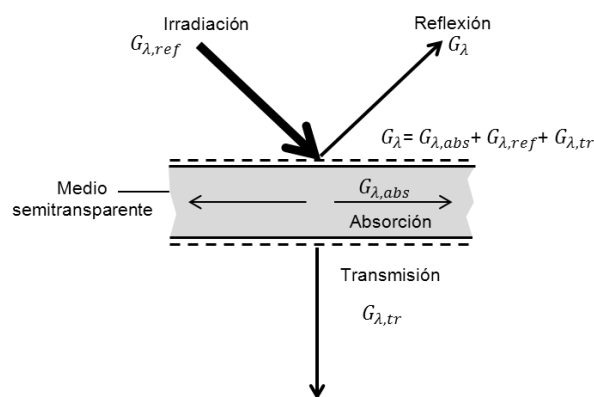


Figura 4.5. Radiación sobre una superficie semitransparente

Un caso especial que ocurre con frecuencia implica el intercambio de radiación entre una superficie pequeña a temperatura  $T_s$  y una superficie isotérmica mucho más grande que rodea por completo la superficie de estudio. Los alrededores podrían ser, por ejemplo, las paredes de una habitación o la atmósfera terrestre. Para temperaturas próximas a condiciones normales y para los materiales más habituales usados en construcción, se asume que las superficies se

comportan como un cuerpo gris, siendo su emisividad igual a su absorptividad. De esta forma, la velocidad neta de transferencia de calor desde la superficie, expresada por unidad de área, es:

$$q''_{rad} = \frac{q}{A} = \varepsilon \cdot E_b \cdot T_s - \alpha \cdot G = \varepsilon \cdot \sigma \cdot (T_s^4 - T_{atr}^4) \quad (\text{Ecuación 4.11})$$

Cuando intervienen varias superficies en el proceso de intercambio de calor, se emplean unos factores de intercambio de radiación o factores de visión ( $0 \leq \mathcal{F} \leq 1$ ) para determinar el porcentaje de contribución de cada una de ellas.

$$q''_{rad}]_{1-2} = \mathcal{F}_{1-2} \cdot \sigma \cdot (T_1^4 - T_2^4) \quad (\text{Ecuación 4.12})$$

El factor de visión entre las superficies 1 y 2 es función de la emisividad y absorptividad de dichas superficies, de sus áreas respectivas y del factor de vista, que es una constante geométrica que indica la fracción de calor irradiada por cada uno de los cuerpos que incide sobre el otro.

$$\mathcal{F}_{12} = f(\varepsilon_1, \varepsilon_2, \alpha_1, \alpha_2, A_1, A_2, F_{12}) \quad (\text{Ecuación 4.13})$$

#### 4.2.4 Conservación de la energía para un volumen de control

Independiente del modo de transferencia predominante podemos plantear –a través de la primera ley de termodinámica– el balance de calor para un volumen material de la siguiente forma:

$$Q_{12} = \rho \cdot V \cdot C_p \cdot \Delta T \quad (\text{Ecuación 4.14})$$

Donde  $Q_{12}$  es el calor intercambiado por el sistema en una fracción de tiempo y  $\Delta T$  es la variación de temperatura entre el estado inicial y el estado final. En equilibrio térmico la temperatura es constante y  $Q_{12}$  debe ser nulo.

Al producto de la masa por el calor específico se le denomina inercia térmica, y caracteriza la capacidad de un material para retener su temperatura a lo largo del tiempo.

### 4.3 METODOLOGÍA DE ESTUDIO DE LA TRANSFERENCIA DE CALOR

En cualquier intercambio de calor que se produzca dentro de la atmosfera terrestre están presentes los tres mecanismos de transmisión de calor expuestos (transferencia de calor multimodal), aunque normalmente uno de ellos es predominante.

En la Figura 4.6 se muestran las tres formas de transferencia de calor –conducción del medio hacia la superficie, convección desde la superficie hasta el fluido e intercambio de radiación neta entre la superficie y los alrededores– para la superficie de control de una pared. El balance de energía toma la siguiente forma:

$$q''_{cond} - q''_{conv} - q''_{rad} = 0 \quad (\text{Ecuación 4.15})$$

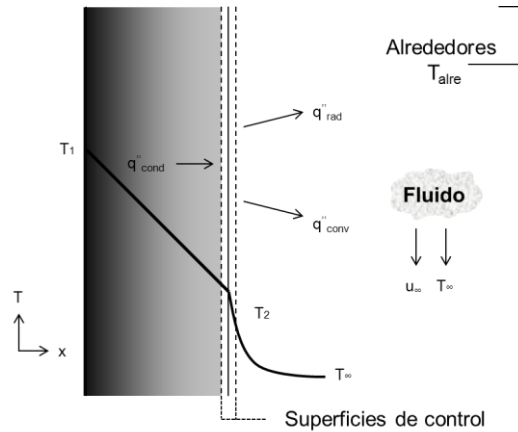


Figura 4.6. Balance de energía en la superficie de un medio

Con la finalidad de analizar la transferencia de calor que afecta a cualquier objeto, es necesario definir previamente un sistema de estudio. Este sistema aísla el objeto de todo lo demás, que se convierte en su entorno. El conjunto del sistema y su entorno forman el universo. La envoltura imaginaria que encierra un sistema y lo separa de su entorno se denomina frontera o superficie de contorno, y sirve tanto para aislar el sistema como para permitir la interacción del mismo con su ambiente de un modo específico.

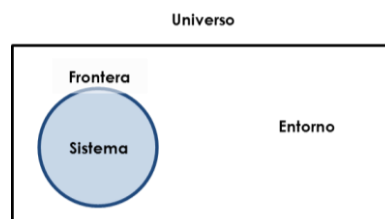


Figura 4.7. Esquematización de un sistema y su entorno

Un sistema termodinámico interactúa con su entorno a través del intercambio de materia y/o energía. Se puede establecer una clasificación de las condiciones de contorno en función de si existe intercambio másico entre el sistema y el exterior. Se distingue entonces entre sistema abierto, si existe intercambio másico –debe cumplirse la ley de conservación de la masa y la de conservación de energía–, y sistema cerrado, si no existe intercambio másico –debe cumplirse únicamente la conservación de la energía–.

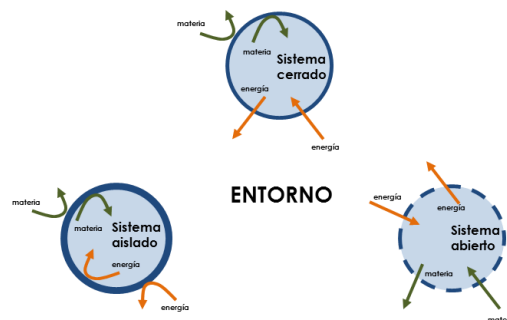


Figura 4.8. Interacción del sistema con su entorno

Las superficies con intercambio de masa se describen mediante un caudal de entrada o salida asociado a un fluido (habitualmente aire o agua). Este caudal puede ser definido



mediante un flujo másico (kg/s), un flujo volumétrico ( $\text{m}^3/\text{s}$ ) o un área y una velocidad media a través de ella. Los flujos de entrada y salida tienen asociados una cierta cantidad de energía, que es función de la temperatura del flujo y de su capacidad calorífica.

En relación con el intercambio de energía, los sistemas pueden subdividirse en dos categorías según si permiten la entrada y salida de energía o si únicamente permiten la entrada –los últimos se definen como sistemas aislados con paredes adiabáticas–. Para cuantificar la cantidad de energía que entra o sale a través de una superficie de contorno se pueden utilizar varios medios: definir la modelización de uno o varios modos de transferencia de calor combinados (convección, radiación o conducción), asignar una carga directa (en W) o asignar una carga superficial (en W).

## 4.4 BALANCE ENERGÉTICO EN EL EDIFICIO

### 4.4.1 Cargas térmicas y demanda energética de un edificio

El flujo de energía de una edificación durante su vida útil responde a un balance de pérdidas y ganancias energéticas según sus características y el intercambio energético entre el interior y el exterior del mismo. El resultado de ese balance, tanto si es positivo como negativo, es la carga térmica a atender para el período de estudio considerado, ya sea aportando calor o frío, según la época del año que corresponda. La demanda energética anual de un edificio es entonces la suma de las diferentes cargas positivas o negativas del edificio. La relación entre ganancias y cargas térmicas se esquematiza en la Figura 4.9.

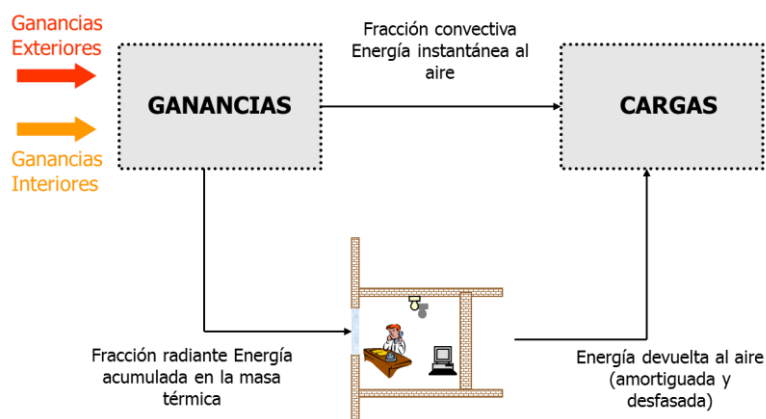


Figura 4.9. Relación entre ganancias y cargas térmicas

En el predimensionamiento de sistemas de climatización es habitual realizar un análisis de cargas, que suele estar referido en el caso de la calefacción a la peor situación de invierno (máxima diferencia de temperatura interior - exterior) y en la refrigeración a la peor situación de verano, en la que puede operar el sistema. Este análisis de cargas permite suponer cuál es la capacidad máxima del sistema que va a aportar el frío/calor en el edificio, pero solamente sirve para determinar la potencia del equipo de climatización a instalar y no para establecer la energía que el edificio consumirá a lo largo de un determinado período.

Así pues, la demanda energética está referida no sólo a los momentos “punta”, sino a un determinado período de tiempo (usualmente un año), en el que es necesario saber cuánta energía es necesario aportar en el edificio de acuerdo al balance energético mencionado (ASHRAE 1997 HVAC Fundamentals).

#### 4.4.2 Ganancias térmicas en el balance energético del edificio

A la hora de analizar el flujo de energía que fluctúa en un sistema complejo como es un edificio es necesario considerar una gran cantidad de agentes, que influyen directamente en el balance que se establece en éste.

Así, si se realiza un balance de energía del edificio sin considerar el sistema de climatización y considerando el sistema como cerrado (sin entradas ni salidas de aire) se observa que existen tres fuentes que influyen en la temperatura interior que el sistema alcanzará: radiación solar, intercambio de calor con el medio exterior y fuentes de calor internas del edificio.

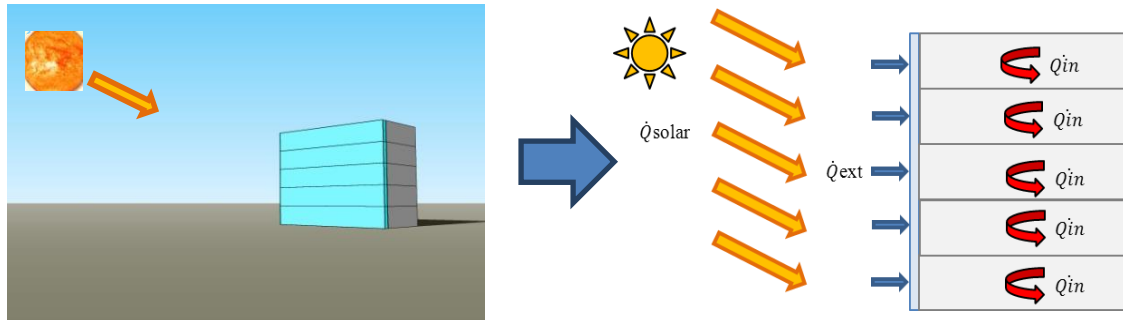


Figura 4.10. Modelización simplificada del sistema edificio

El primer componente del balance térmico del edificio, la radiación solar ( $\dot{Q}_{solar}$ ), depende de la orientación y situación geográfica del edificio, de la época del año y de las condiciones meteorológicas, así como de las posibles sombras y reflexiones de energía derivadas de la geometría del medio exterior adyacente, de la constitución geométrica del propio edificio y de las características térmicas de los elementos constructivos.

Pueden distinguirse cuatro fuentes o componentes de radiación según sea su procedencia: la componente solar directa, la difusa, la componente reflejada del terreno y la reflejada por obstáculos presentes en el entorno.

La radiación solar directa está compuesta por el rayo solar directo, unidireccional y de gran intensidad, producido por el sol en su recorrido frente a una superficie. Esta fracción –que es la fuente de radiación solar más potente– varía continuamente, en función de la posición del sol, y puede anularse total o parcialmente a causa de la nubosidad.

La radiación solar difusa, por su parte, es la procedente de la bóveda celeste, –excluida la luz solar directa–, debida a la dispersión luminosa de la atmósfera y la reflexión y difusión de las nubes. Esta componente tiene una menor intensidad pero es muy estable en el tiempo, de manera que es la fuente de luz natural preferible.

Respecto a las fracciones reflejadas, la radiación reflejada del terreno es la procedente de las superficies del entorno que están debajo del horizonte, ocupando la mitad del hemisferio visible desde una fachada vertical. Puede tener intensidad elevada según su coeficiente de reflexión medio (albedo) y la radiación que reciba del cielo. Por último, la radiación reflejada por obstáculos es la luz reflejada por los obstáculos visibles del entorno que sobresalen sobre el horizonte, similar a la reflejada por el terreno.

El segundo componente del balance es el calor intercambiado por la envolvente del edificio con el ambiente exterior ( $\dot{Q}_{exterior}$ ). Este intercambio de calor depende principalmente

de la temperatura del aire exterior y de las propiedades de la envolvente del edificio, y se produce a través de los tres mecanismos fundamentales de transmisión de calor (convección y radiación con el ambiente exterior, y conducción a través del suelo). Al contrario que la radiación, que es un término siempre positivo, este componente del balance es un flujo cambiante, al ser positivo (entra al edificio) en verano y negativo (sale del edificio) en invierno.

El tercer y último componente a tener en cuenta en el balance simplificado del edificio es la carga interna ( $\dot{Q}_{in}$ ), causada por todos los procesos que tienen lugar en el interior del mismo y que introducen cargas caloríficas en él. Normalmente las cargas más comunes que se presentan son los equipos eléctricos, la iluminación y el metabolismo de las personas presentes.

$$\dot{Q}_{in} = \dot{Q}_{equipos} + \dot{Q}_{iluminación} + \dot{Q}_{ocupación} \quad (\text{Ecuación 4.16})$$

La carga debida a la ocupación proviene del metabolismo de los ocupantes del edificio, que genera energía térmica debido al mecanismo de regulación de la temperatura interna del cuerpo humano.

En relación con la carga térmica introducida por los equipos eléctricos instalados, procede del hecho que cualquier elemento consumidor de electricidad genera una carga calorífica derivada de las pérdidas causadas por efecto Joule, que se transfiere al ambiente interior de la estancia en la que se halla instalado.

Finalmente, la carga vinculada con la iluminación supone una subcategoría del equipamiento eléctrico que, por su importancia, se considera en el balance de manera diferenciada.

El sentido del flujo de estas energías internas depende de la diferencia de temperaturas entre la temperatura exterior y la interior del edificio, tal y como se indica en la Tabla 4.1.

	Flujo de calor entrante	Flujo de calor saliente
Irradiación solar	Siempre	Nunca
Envolvente edificio	$T_{interior} < T_{exterior}$	$T_{exterior} > T_{interior}$
Carga interna	Siempre	Nunca

Tabla 4.1. Sentido de los flujos de energía que componen el balance simplificado del edificio

Además de considerar las tres componentes del balance energético simplificado arriba expuesto, es necesario considerar que el edificio es un sistema abierto al exterior, en el cual se producen entradas y salidas de aire, tanto a través de infiltraciones por la piel del edificio como desde el sistema de climatización del mismo. Estos dos componentes deben incorporarse, tanto al balance de energía como al balance de masa planteado en el sistema edificio.

Las infiltraciones tienen signo positivo (entran en el edificio) cuando el aire exterior tiene mayor temperatura que el interior, y negativo (salen del edificio) en caso contrario.

El sistema de climatización, por su parte, tiene como objetivo el crear unas condiciones de temperatura, humedad y limpieza del aire aptas para mantener el confort de los usuarios del edificio. Por lo tanto, debe suministrar una carga útil ( $\dot{Q}_{HVAC}$ ) a tal fin, de manera que se cumpla el balance global de energía del edificio, descrito del siguiente modo:

$$\dot{Q}_{HVAC} = \dot{Q}_{in} + \dot{Q}_{ext} + \dot{Q}_{solar} \quad (\text{Ecuación 4.17})$$

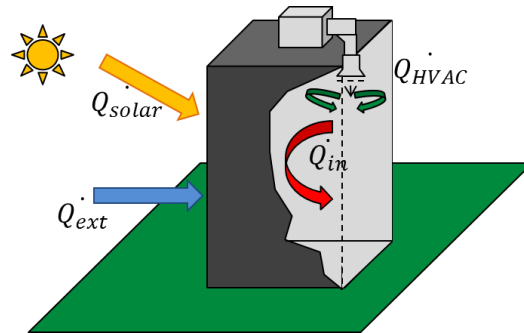


Figura 4.11. Balance global de energía en un edificio

#### 4.4.3 Mecanismos de transmisión de calor en el edificio

Los flujos de calor que intervienen en el balance energético de un edificio están asociados a los mecanismos de transmisión de conducción, convección y radiación. Según el elemento que se considere, se puede tener:

- Conducción, a través de los muros y superficies acristaladas exteriores.
- Conducción, a través del suelo.
- Convección externa, entre las superficies exteriores y el aire exterior.
- Convección interna, entre las superficies interiores, como son los cerramientos, mobiliario, ocupantes, etc. y el aire interior.
- Radiación de onda corta, procedente principalmente del Sol y de fuentes internas como el alumbrado artificial.
- Radiación exterior de longitud de onda larga (emisión infrarroja), entre las paredes exteriores y la bóveda celeste, los edificios circundantes y el suelo.
- Radiación interior de longitud de onda larga, entre las diversas superficies interiores en función de las temperaturas.
- Procesos de intercambio de masa entre el entorno y el interior del edificio así como entre diferentes zonas del mismo (infiltraciones de aire exterior, ventilación y aporte del equipo de climatización).

Habitualmente en los procesos de transferencia de calor en edificios se dan conjuntamente los tres mecanismos, de manera que pueden definirse coeficientes globales de transmisión que consideren dichos mecanismos combinados, simplificando así el problema. Este es el enfoque que suele presentarse en la normativa, que define resistencias para los diferentes elementos constructivos y tipos de flujo, de manera que éstas puedan agruparse en serie o paralelo, para finalmente dar un valor de resistencia total para el cerramiento.

En las Normas Técnicas se definen pues valores fijos para el coeficiente superficial de transmisión de calor  $h$  ( $\text{W/m}^2\cdot\text{K}$ ), realizando una simplificación en la que se considera la transmisión global de calor que intercambia la superficie con el entorno mediante convección y radiación, suponiendo un régimen estacionario y con las superficies del entorno a la misma temperatura del aire.

Estos coeficientes de transferencia combinados se determinan habitualmente mediante correlaciones empíricas en función de diversos parámetros, fundamentalmente la dirección del flujo de calor y la velocidad del aire. Este último factor únicamente se emplea para ambientes interiores con el aire casi en reposo y para ambientes exteriores con viento —con una velocidad de proyecto típica de invierno, que se suele considerar en torno a 3 m/s (12 km/h)—. No se consideran en cambio otros factores que influyen en el proceso físico de transmisión de calor, como la rugosidad, la emitancia o las dimensiones de la superficie, la magnitud del salto térmico y la velocidad exacta del aire.

En la práctica se suelen utilizar los coeficientes de resistencia térmica superficial (recíprocos de los coeficientes superficiales de transmisión del calor), referidos a superficies exteriores ( $R_{se}=1/h_e$ ) e interiores ( $R_{si}=1/h_i$ ), cuyos valores se suelen obtener experimentalmente. En la Tabla 4.2 se muestran los valores de la resistencia térmica superficial propuestos por el CTE-DB HE1.




Posición de la partición interior y sentido del flujo de calor		$R_{se}$	$R_{si}$
Particiones interiores verticales o con pendiente sobre la horizontal $>60^\circ$ y flujo horizontal		0,13	0,13
Particiones interiores horizontales o con pendiente sobre la horizontal $\leq 60^\circ$ y flujo ascendente		0,10	0,10
Particiones interiores horizontales y flujo descendente		0,17	0,17

Tabla 4.2. Resistencias térmicas superficiales de particiones interiores en  $m^2 \cdot K/W$

Se observa como el valor de la resistencia térmica superficial es reducido en aquellas condiciones que favorecen la convección, como son el flujo de calor ascendente (convección natural) y la influencia de viento al exterior (convección forzada).

## 4.5 PARÁMETROS QUE CARACTERIZAN TÉRMICAMENTE LA ENVOLVENTE DEL EDIFICIO

### 4.5.1. Definición de la envolvente térmica del edificio y clasificación de sus componentes

La envolvente térmica del edificio, según definición del CTE HE1, “está compuesta por todos los cerramientos que limitan espacios habitables con el ambiente exterior (aire o terreno u otro edificio) y por todas las particiones interiores que limitan los espacios habitables con los espacios no habitables que a su vez estén en contacto con el ambiente exterior”.

El Código Técnico clasifica los cerramientos y particiones interiores de los espacios habitables, según su situación, en las siguientes categorías:

- Cubiertas, que comprenden los cerramientos superiores en contacto con el aire cuya inclinación sea inferior a  $60^\circ$  respecto a la horizontal.
- Suelos, que comprenden los cerramientos inferiores horizontales o ligeramente inclinados en contacto con el aire, con el terreno, o con un espacio no habitable.

- Fachadas, que comprenden los cerramientos exteriores en contacto con el aire cuya inclinación sea superior a  $60^\circ$  respecto a la horizontal. Se agrupan en 6 orientaciones según la orientación de fachada, caracterizada mediante el ángulo formado por el norte geográfico y la normal exterior de la fachada.
- Medianerías, que comprenden los cerramientos que lindan con otros edificios ya construidos o que se construyan a la vez y que conformen una división común.
- Cerramientos en contacto con el terreno, que comprenden aquellos cerramientos distintos a los anteriores que están en contacto con el terreno.
- Particiones interiores, que comprenden los elementos constructivos horizontales o verticales que separan el interior del edificio en diferentes recintos.

Además, los cerramientos de los espacios habitables se clasifican según su comportamiento térmico en las siguientes categorías:

- Cerramientos en contacto con el aire, formados por dos partes diferenciadas:
  - parte opaca, constituida por muros de fachada, cubiertas, suelos en contacto con el aire y los puentes térmicos integrados.
  - parte semitransparente, constituida por huecos de fachada y lucernarios de cubiertas.
- Cerramientos en contacto con el terreno, clasificados según los tipos siguientes:
  - suelos en contacto con el terreno.
  - muros en contacto con el terreno.
  - cubiertas enterradas.
- Particiones interiores en contacto con espacios no habitables.

En la Figura 4.12 se muestra la representación empleada en el CTE HE1 para la definición de la envolvente térmica del edificio.

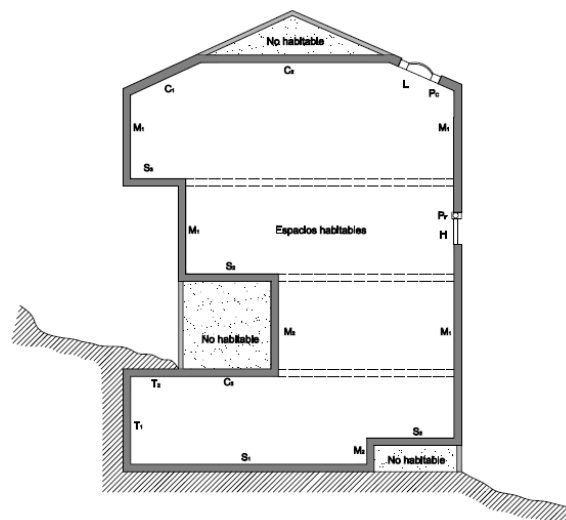


Figura 4.12. Esquema de la envolvente térmica de un edificio

#### **4.5.2. Definición y cálculo de los parámetros característicos de la demanda**

Cuando se adopta una descripción detallada de los fenómenos de intercambio energético en la envolvente de un edificio, son necesarios los parámetros que describen cada uno de los

mecanismos de transferencia de calor descritos en el apartado 4.2. Para determinar correctamente estos parámetros es necesario conocer los siguientes datos de los elementos implicados:

- Emitancia de cada una de las superficies.
- Absorbancia y transmitancia de cada material.
- Factor de forma de cada superficie del cerramiento respecto a cada uno de los objetos de su entorno.
- Capacidad calorífica de cada material, descrita por su calor específico y su densidad.
- Conductividad térmica de cada una de las capas que forman los cerramientos.
- Dimensiones (espesor y área) de las capas que los componen.
- Coeficiente de transferencia de calor por convección ( $h_{conv}$ ) y radiación ( $h_{rad}$ ) a través del área  $A$  de la superficie.
- Posición y dimensiones de grietas y aberturas en la envolvente constructiva.

Normalmente es posible aplicar algunas simplificaciones que permiten caracterizar la mayoría de las envolventes constructivas a partir de un número reducido de parámetros. Por ejemplo, el CTE HE1 agrupa indica los siguientes parámetros característicos para definir la envolvente térmica del edificio:

- Transmitancia térmica: de muros de fachada ( $U_M$ ), de cubiertas ( $U_C$ ), de suelos ( $U_S$ ), de cerramientos en contacto con el terreno ( $U_T$ ), de huecos ( $U_H$ ) y de medianerías ( $U_{MD}$ ).
- Factor solar modificado: de huecos ( $F_H$ ) y de lucernarios ( $F_L$ ).

A continuación se definen estos parámetros térmicos simplificados (Transmitancia térmica  $U$  y Factos solar o Transmitancia solar  $g$ ).

#### 4.5.2.1. Transmitancia térmica

Cuando existe una diferencia de temperatura  $\Delta T$  conocida entre dos medios cualesquiera, en muchos casos resulta útil simplificar las expresiones de la transferencia de calor combinando las resistencias o conductancias individuales del sistema térmico en una cantidad  $U$  tal que:

$$q = U \cdot A \cdot \Delta T \quad (\text{Ecuación 4.18})$$

Donde  $U$  ( $\text{W/m}^2 \cdot \text{K}$ ) es el coeficiente de transmisión de calor o transmitancia térmica, y se define como el flujo de calor –en estado estacionario– dividido por área y por la diferencia de temperatura del aire a ambos lados del componente constructivo considerado.

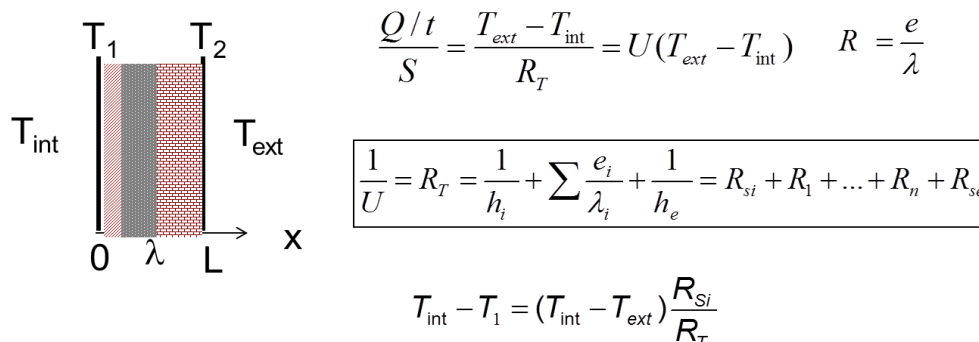


Figura 4.13. Cálculo de la transmitancia térmica  $U$  en un cerramiento formado por capas

Esta simplificación permite estimar la transferencia de calor en función de las temperaturas de ambos medios. El coeficiente  $U$  puede expresarse a partir de las resistencias térmicas individuales de los cerramientos, debidas a los fenómenos de conducción, convección o radiación, de la siguiente manera:

$$U = \frac{1}{A \sum R_i} \quad (\text{Ecuación 4.19})$$

Donde cada  $R_i$  representa la resistencia correspondiente a los fenómenos de convección, conducción, radiación o a combinaciones de ellos en serie o en paralelo que se dan en el sistema térmico. Es posible definir los coeficientes de transferencia de calor por radiación y convección empleando las simplificaciones presentadas en la Tabla 4.2 (que combinan los efectos de convección y radiación en una única resistencia térmica superficial y asumen un valor constante para las resistencias superficiales interna y externa), con lo que se puede considerar  $U$  como una característica con valor constante para cada cerramiento.

#### 4.5.2.2. Transmitancia solar o coeficiente de ganancia solar

Cuando la radiación solar incide en un componente del edificio, parte de ella es transmitida, parte absorbida y parte reflejada. La radiación absorbida se transforma en calor en el material absorbente, lo que produce un aumento de su temperatura hasta un estado de equilibrio en el cual se disipa por conducción, convección y radiación, de forma que parte de esta energía será transferida hacia el exterior del edificio y el resto hacia el interior.

Se define como coeficiente de ganancia solar ( $g$ ) a la fracción de la irradiancia solar incidente que atraviesa la envolvente del edificio y se transforma en energía calorífica. Así, el flujo de calor hacia el interior del edificio ( $q$ ) debido a la irradiancia solar incidente ( $G$ ), en estado estacionario, cumple la siguiente relación:

$$q = g \cdot A \cdot G \quad (\text{Ecuación 4.20})$$

El CTE HE1 utiliza la nomenclatura de Factor Solar, definiendo el parámetro  $g_{\perp}$  como el cociente entre la radiación solar a incidencia normal que se introduce en el edificio a través del acristalamiento y la que se introduciría si el acristalamiento se sustituyese por un hueco perfectamente transparente. Otras referencias utilizan nomenclaturas equivalentes para este parámetro, como el ASHRAE Fundamentals (1997), que lo define como SHGC (*Solar Heat Gain Coefficient*).

Para cristales simples, se presenta la siguiente relación:

$$g = \tau + \alpha \cdot \frac{U}{h_e} \quad (\text{Ecuación 4.21})$$

En elementos de cerramientos opacos, se cumple la siguiente expresión:

$$g = \alpha \cdot \left( \frac{U}{h_e} \right) \cdot \left( \frac{A_n}{A} \right) \quad (\text{Ecuación 4.22})$$

Donde  $h_e$  es el coeficiente superficial exterior de transferencia de calor,  $A$  es el área de la superficie expuesta al exterior y  $A_n$  su proyección normal.

Las propiedades ópticas,  $\alpha$  y  $\tau$ , dependen del ángulo de incidencia de la irradiancia, por lo que el coeficiente de ganancia solar también es función de este ángulo de incidencia. Sin embargo, para muchos vidrios este coeficiente es relativamente constante (ASHRAE Fundamentals 1997). Además, dichas propiedades ópticas son función de la distribución espectral de la irradiancia, de modo que el coeficiente  $g$  también presenta esta dependencia.



No obstante, muchos de los vidrios empleados habitualmente en construcción no presentan una fuerte selectividad en el espectro solar, por lo que sus propiedades ópticas espectrales pueden considerarse constantes.

#### 4.5.2.3. Caracterización térmica de las partes semitransparentes

El CTE HE1 propone la caracterización térmica de las partes semitransparentes de la envolvente del edificio mediante el cálculo de los siguientes parámetros:

- Transmitancia térmica de los huecos.
- Factor solar modificado del hueco.

La transmitancia térmica de los huecos se determina a partir de las transmitancias del vidrio y el marco, según la siguiente expresión:

$$U_H = (1 - FM) \cdot U_{H,v} + FM \cdot U_{H,m} \quad (\text{Ecuación 4.23})$$

siendo

$U_{H,v}$  la transmitancia térmica de la parte semitransparente ( $\text{W/m}^2 \cdot \text{K}$ ).

$U_{H,m}$  la transmitancia térmica del marco de la ventana, lucernario o puerta ( $\text{W/m}^2 \cdot \text{K}$ ).

$FM$  la fracción del hueco ocupada por el marco.

Por su parte, el factor solar modificado del hueco se calcula a partir del factor solar del vidrio, de la absorptividad y la transmitancia térmica del marco y del factor de sombra, que es un factor corrector que indica la fracción de la radiación incidente en un hueco que es bloqueada por la presencia de obstáculos de fachada tales como retranqueos, voladizos, toldos, salientes laterales u otros. El factor solar modificado  $F$  se determina utilizando la siguiente expresión:

$$F = F_S \cdot [(1 - FM) \cdot g_{\perp} + FM \cdot 0,04 \cdot U_m \cdot \alpha] \quad (\text{Ecuación 4.24})$$

siendo

$F_S$  el factor de sombra del hueco o lucernario, que es función de la tipología de dispositivo de sombra empleado (voladizo, retranqueo, lamas o toldos), así como de sus características geométricas.

$FM$  la fracción del hueco ocupada por el marco en el caso de ventanas o la fracción de parte maciza en el caso de puertas.

$g_{\perp}$  el factor solar de la parte semitransparente del hueco o lucernario a incidencia normal.

$U_m$  la transmitancia térmica del marco del hueco o lucernario ( $\text{W/m}^2 \cdot \text{K}$ ).

$\alpha$  la absorptividad del marco obtenida en función de su color.

## REFERENCIAS

ASHRAE. 1997 *ASHRAE Handbook Fundamentals*. Atlanta: ASHRAE, 1997. ISBN 188-34-1344-3.

ASHRAE. 2001 *ASHRAE Handbook Fundamentals*. Atlanta: ASHRAE, 2001. ISBN 188-34-1387-7.

España. Real Decreto 314/2006, de 17 de marzo, por el que se aprueba el Código Técnico de la Edificación. *Boletín oficial del Estado*, 28 de marzo de 2006, núm. 74, p. 11816.

Incropera, F.P.; DeWitt D.P. *Fundamentos de Transferencia de Calor*. 4ª ed. México: Prentice Hall, 1999. ISBN 970-17-0170-4



## Capítulo 5

# MODELIZACIÓN DEL COMPORTAMIENTO TERMOENERGÉTICO Y FLUIDODINÁMICO DE LA DOBLE FACHADA ACRISTALADA VENTILADA

### 5.1 INTRODUCCIÓN

El comportamiento energético de la fachada tradicionalmente se ha expresado a través de criterios como el valor del coeficiente U o el *Solar Heat Gain Coefficient* (SHGC). Sin embargo, estos parámetros son conceptos estacionarios que ignoran los aspectos dinámicos del comportamiento de la fachada, de manera que no deberían ser aplicados directamente a fachadas ventiladas, y menos aún a la DFAV (Saelens 2002; Corgnati, Perino y Serra 2003; Faggembauu et al. 2003b).

La investigación del comportamiento termoenergético y fluidodinámico de la doble fachada acristalada está basada principalmente en la aplicación de modelos teóricos desarrollados para determinar el funcionamiento de su cavidad. El flujo de aire creado en la misma es el factor clave en que se basa el uso y la funcionalidad de la fachada, y el cálculo de este flujo es necesario para conseguir una predicción de la distribución de temperaturas y de velocidades del aire alcanzadas.

Chen (2009) analiza las herramientas básicas existentes para predecir dichas distribuciones, entre las que se encuentran los modelos analíticos, los modelos empíricos, los modelos experimentales a pequeña escala y a escala real, así como los modelos multizonales, los zonales y los modelos de CFD. Existen también métodos híbridos, que combinan dos o más de las tipologías anteriores, consistiendo la mayoría de ellos en un acoplamiento de alguno de los métodos existentes con un modelo de CFD.

Las características básicas de cada uno de los modelos enunciados son las siguientes:

- **Modelos analíticos**

Derivan de las ecuaciones fundamentales de la dinámica de fluidos y la transferencia de calor –ecuaciones de conservación de masa, momento y energía–. Este tipo de modelos utilizan simplificaciones, tanto en la definición de la geometría de estudio como en las condiciones frontera termo-fluidodinámicas empleadas, con el objetivo de obtener una solución analítica al problema planteado, solución que refleja las características más importantes del funcionamiento del sistema. Debido a esto, las ecuaciones finales obtenidas para un caso concreto no pueden emplearse para otro caso sin realizar modificaciones.

- **Modelos empíricos**

De manera similar a los modelos analíticos, los modelos empíricos se desarrollan a partir de las ecuaciones de conservación de la masa, energía y momento. En muchos casos, además, en el desarrollo del modelo se emplean datos obtenidos a través de medidas experimentales o de simulaciones avanzadas, con el objetivo de obtener ciertos coeficientes que hagan que el modelo empírico funcione correctamente en un determinado campo. Los modelos analíticos y los empíricos son muy similares, a pesar de que éstos últimos emplean más aproximaciones para su desarrollo. Resultan una herramienta útil y rápida para predecir los patrones de ventilación en los edificios.

- **Modelos experimentales a escala reducida**

Emplean técnicas de medida para predecir o evaluar el comportamiento termo-fluidodinámico de edificios (o partes de ellos) a través de modelos a escala reducida de los mismos.

Para obtener una predicción realista del comportamiento del edificio midiendo directamente las condiciones termo-fluidodinámicas en un modelo de escala reducida es necesario que el flujo en dicho modelo sea similar al existente en la realidad. Para alcanzar esta similitud en el flujo entre el modelo experimental a escala reducida y el edificio real, es importante que ciertos parámetros adimensionales, como el número de Reynolds, el número de Grashof y el número de Prandtl, sean iguales para ambos escenarios. Sin embargo, cuando se combinan los fenómenos de transferencia de calor y de distribución de aire interior, es difícil obtener los mismos números de Reynolds y Grashof. Una posibilidad es utilizar un líquido con diferente densidad, como agua o freón, para simular la flotabilidad térmica.

Los modelos experimentales a escala reducida son muy efectivos y económicos –en comparación con la utilización de modelos a escala real– para estudiar la ventilación en edificios. Sin embargo, la dificultad asociada al escalado del modelo puede ser muy elevada en casos de geometrías complejas, como por ejemplo difusores. Todo ello ocasiona que esta metodología se emplee básicamente para validar otros modelos, ya sea analíticos, empíricos o numéricos.

- **Modelos experimentales a escala real**

Han sido empleados ampliamente para predecir los patrones de ventilación en edificios, con el principal objetivo de generar datos que permitan validar modelos numéricos –especialmente modelos en CFD–.

Los modelos experimentales a escala real pueden clasificarse en dos categorías: experimentos en laboratorio y medidas in situ. Los experimentos en laboratorio a menudo utilizan una cámara experimental para simular una estancia o una planta de un edificio. Si es necesario considerar las condiciones de viento exterior, dicha cámara debe situarse en un túnel de viento, lo que encarece el procedimiento. La principal ventaja de este tipo de actuaciones es que las condiciones de contorno termo-fluidodinámicas pueden ser controladas fácilmente.

Sin embargo, para casos de geometría compleja o de dimensiones considerables, como un edificio completo, no es factible la construcción de un modelo experimental en laboratorio. La solución entonces puede ser utilizar edificios existentes de características similares para predecir los patrones de ventilación. El principal inconveniente encontrado es que las medidas in situ pueden ser complicadas de realizar, ya que las condiciones de contorno no suelen ser conocidas ni controlables, existiendo numerosas alteraciones inesperadas durante la experimentación. Como resultado, la resolución de los datos es a menudo baja. Además, los datos obtenidos de un edificio pueden no ser aplicables en otro edificio similar.

- **Modelos multizonales**

Los modelos multizonales se utilizan principalmente para predecir las distribuciones de flujo y los ratios de ventilación en los edificios, además de para calcular la eficiencia de sus sistemas de ventilación, la demanda energética, el transporte de contaminantes y el control de humos.

Se fundamentan en balances de masa calculados por zonas a nivel macroscópico, y en las relaciones que se establecen entre las diferentes zonas del edificio a través de los flujos y las presiones de aire. Resuelven únicamente las ecuaciones de continuidad de masa y energía, asumiendo que el aire en una zona está en calma, de manera que el efecto del momento puede despreciarse. También asumen que la temperatura del aire es uniforme en cada una de las zonas, resolviendo así el balance bajo condiciones estacionarias. Debido a estas aproximaciones, los modelos multizonales no son muy precisos; sin embargo, son herramientas de diseño muy potentes, especialmente para calcular el flujo de aire desarrollado en edificios grandes. Habitualmente se combinan con programas de análisis energético o de cálculo de cargas.

- **Modelos zonales**

La hipótesis de mezcla perfecta utilizada en los modelos multizonales no es válida para espacios interiores grandes, o para estancias con sistemas de ventilación estratificados, como por ejemplo los sistemas por desplazamiento. Los modelos zonales cubren estas carencias, siendo empleados para solucionar los problemas en la predicción de las distribuciones de temperatura del aire.

Este tipo de modelos se desarrollan en base a patrones de circulación de aire experimentales o, más habitualmente, a ecuaciones de balance másico y energético. Dividen los espacios a analizar en un número limitado de celdas –típicamente menos de mil para un espacio tridimensional–, en las cuales se calcula la temperatura del aire con el objetivo de determinar la distribución espacial de la misma. También pueden integrarse con otro tipo de modelos, para calcular no sólo las distribuciones de temperatura, sino también las cargas de calefacción y refrigeración de los sistemas de climatización.

En los casos en que las fuerzas asociadas al momento del aire son importantes, la exactitud de las simulaciones obtenidas disminuye considerablemente, debido a que los modelos zonales no resuelven las ecuaciones de momento para reducir costes computacionales.

#### ▪ Modelos en CFD

La dinámica de fluidos computacional (*Computational Fluid Dynamics*, CFD) resuelve numéricamente un conjunto de ecuaciones diferenciales parciales para la conservación de la masa, momento y energía en todas las celdas del dominio estudiado, generalmente una zona concreta del edificio. La solución proporciona el campo de distribución de presiones, velocidades y temperaturas del aire, así como los parámetros de turbulencia de los espacios, tanto interiores como exteriores.

En relación a los métodos numéricos de modelización (multizonales, zonales y CFD), numerosos autores han analizado las ventajas e inconvenientes de su aplicación en la evaluación del comportamiento térmico y fluidodinámico de los edificios y, en particular, de la DFAV.

Así, en relación a la modelización mediante CFD, Poirazis (2004), a pesar de mencionar que es en teoría aplicable a cualquier fenómeno térmico o fluidodinámico, comenta que en la práctica existen diversos aspectos problemáticos para su aplicación, entre los que destacan la necesidad de disponer de equipos con elevada potencia de cálculo, la naturaleza compleja de los campos fluidos desarrollados y las dificultades para definir correctamente las condiciones de contorno a aplicar. Balocco (2002) también incide en la problemática asociada a la complejidad de definir correctamente estas condiciones de contorno. Otros autores (Hensen, Bartak y Frantisek 2002; van Dijk y Oversloot 2003; Ding, Hasemi y Yamada 2004; Chen 1997) mencionan así mismo las dificultades para alcanzar una validación satisfactoria de los resultados obtenidos, además del avanzado nivel de conocimientos técnicos requerido a los usuarios. Todo esto ha ocasionado que las aplicaciones de CFD se hayan restringido a menudo a casos estacionarios o a simulaciones de períodos de tiempo muy cortos.

Por su parte, los métodos de cálculo por zona o *network methods* (multizonales y zonales antes mencionados), que se basan en la zonificación del edificio mediante una red de nodos interconectados entre sí –donde quedan representadas las trayectorias del flujo asociadas a los diferentes elementos del edificio– suelen ser modelos rápidos y sencillos de desarrollar, y aportan estimaciones acertadas sobre el comportamiento global del sistema.

Dentro de esta categoría, numerosas herramientas de simulación de edificios (EnergyPlus, TRNSYS, TAS, ESP-r, etc.) son empleadas para determinar el comportamiento termoenergético de la DFAV. Dichas herramientas son adecuadas para su aplicación en la evaluación de edificios con sistemas convencionales. Sin embargo, podrían presentar dificultades para describir adecuadamente el fenómeno dinámico de transferencia de calor y masa que se produce en la compleja geometría tridimensional de la DFAV (Loutzenhiser et al. 2007). Según Kalyanova y Heiselberg (2009), los diferentes algoritmos de cálculo de cada herramienta pueden conducir a diferentes predicciones en el comportamiento y a errores en la simulación de la DFAV.

En este sentido, Kim, Lee y Park (2010) demuestran las limitaciones de una de estas herramientas software, realizando una simulación energética de una DFAV que validan contra datos experimentales. Los resultados muestran que hay diferencias significativas entre las medidas experimentales y los resultados de la simulación, sobre todo respecto a las

temperaturas de los elementos adyacentes a la cavidad y la temperatura y velocidad del aire en la misma, valores que la simulación sobrestima.

En general, puede decirse que los métodos de cálculo por zona son mucho más rápidos y sencillos de aplicar, pero tan sólo proporcionan información sobre flujos medios, mientras que el CFD proporciona detalles sobre la naturaleza del campo de flujo. Dependiendo de cada problema particular uno de estos aspectos será más importante que el otro, de manera que podrá decidirse qué enfoque escoger para analizar el comportamiento de un edificio concreto.

A modo de resumen se concluye que, a pesar de que en la literatura se presentan numerosos modelos numéricos para evaluar el comportamiento térmico de las doubles fachadas acristaladas, es necesario tener en cuenta que cada uno de ellos ha sido desarrollado para condiciones muy específicas. Así pues, no se dispone actualmente de herramientas generales que permitan evaluar modelos simplificados de doble fachada. Los modelos más rigurosos y realistas son los desarrollados usando software de CFD, mientras que los modelos que emplean un enfoque zonal dan información aproximada del comportamiento del edificio –que será valiosa dependiendo de los objetivos buscados–. Sin embargo, la complejidad geométrica requerida para obtener modelos precisos y la limitación en los recursos computacionales suponen una importante dificultad a la hora de aplicar el CFD como herramienta para simular el comportamiento de la DFAV, mientras que los modelos zonales son mucho más sencillos de utilizar.

## 5.2 ENFOQUE ANALÍTICO

### 5.2.1 Introducción

Los modelos analíticos, como se ha comentado en el punto anterior, derivan de las ecuaciones fundamentales de la dinámica de fluidos y la transferencia de calor y utilizan simplificaciones a fin de obtener una solución analítica al problema planteado.

Estos modelos proporcionan indicaciones de la influencia de diferentes condiciones geométricas y de contorno sobre el comportamiento del edificio. A pesar de ello, en los casos de ventilación complejos pueden no ser suficientemente ajustados, y los resultados obtenidos pueden diferir significativamente del comportamiento real del edificio.

Así por ejemplo, las características generales del fenómeno de ventilación natural en recintos de grandes dimensiones pueden describirse a través de modelos derivados de la ecuación de Bernoulli. Dicha ecuación (que está basada en la conservación de la energía) es usada para calcular las velocidades del aire en las aberturas de ventilación, mientras que la ley de conservación de la masa aplicada al cerramiento del recinto permite calcular los flujos máximos de ventilación. Un modelo de este tipo se puede aplicar para comparar y validar datos experimentales o modelos de simulación numéricos (IEA 1998).

Otro tipo de problema que se puede abordar mediante el desarrollo de modelos analíticos fundamentales es la determinación de la concentración de contaminantes en un recinto. En este caso, la ley de conservación de masa se aplica en un volumen ventilado en el que se ha liberado un contaminante, obteniéndose una ecuación diferencial de primer orden. La integración temporal de dicha ecuación da una solución dependiente del tiempo de la concentración de contaminante en el volumen considerado,  $c(t)$  (IEA 1998).



Se considera que los modelos analíticos fueron los primeros en ser empleados para predecir los patrones de ventilación en los edificios. Actualmente siguen empleándose, debido a su simplicidad, su ajuste a la realidad física del problema, así como por el poco uso de recursos de cálculo que requieren (Chen 2009).

Es interesante notar que los modelos analíticos pueden ser usados para evaluar el funcionamiento de modelos más avanzados. Por ejemplo, Wu, Melnik y Borup (2007) usan una solución analítica para evaluar un modelo multizonal empleado para calcular la temperatura del aire y el flujo desarrollado en un sistema de ventilación complejo.

### **5.2.2. Modelos para Doble Fachada Acristalada**

En la literatura existen numerosos estudios, tanto numéricos como experimentales, llevados a cabo con el objetivo de investigar el flujo de aire y la transferencia de calor en cavidades acristaladas.

Dentro de los modelos analíticos desarrollados específicamente para estudiar la DFAV destaca el de Saelens (2002), uno de los más citados en la literatura por ser de los primeros en modelizar de manera simultánea los tres tipos de elementos (ópticos, de transmisión de calor y de flujo) que influyen en el comportamiento de la doble fachada.

Por su parte, el modelo descrito por Faggembau et al. (2003a), es remarcable por el intento de integrar el efecto de diferentes elementos (diversos tipos de materiales y sistemas integrados en fachada) a la física de la DFA.

Por otro lado, Balocco y Colombari (2006) utilizan el análisis adimensional para evaluar el comportamiento energético de una DFA ventilada mecánicamente y con dispositivos de sombra en la cavidad. Los autores obtienen una correlación de doce números adimensionales, cuyo campo de aplicación es validado mediante datos experimentales.

Zanghirella, Perino y Serra (2011) desarrollaron un modelo específico para simular el comportamiento térmico de dobles fachadas ventiladas mecánicamente, tanto en estado estacionario como transitorio, proporcionando datos de las temperaturas de las diferentes capas de la fachada, así como de los flujos de calor implicados.

Cabe destacar también los trabajos elaborados por Mootz y Bezia (1996), que realizaron un estudio numérico de la transferencia de calor en una cavidad rectangular alargada ventilada formada por superficies semitransparentes, obteniendo las distribuciones de temperatura y flujo; Wakitani (1998), que llevó a cabo un estudio numérico de la convección natural bidimensional turbulenta de aire en una cavidad alargada calentada diferencialmente; Arons (2000), que desarrolló un modelo numérico simplificado de DFAV para predecir el comportamiento energético de sus diferentes tipologías; Manz (2003), que centró su trabajo en la elaboración de un modelo numérico para simular la transmisión de calor en cavidades de dobles fachadas ventiladas naturalmente; Balocco (2002), que desarrolló un modelo basado en elementos finitos –posteriormente validado con datos experimentales de la literatura– que permite calcular, en estado estacionario, distribuciones de temperatura y velocidad del aire; y Xamán, et al. (2008), que cuantificaron el efecto de la radiación térmica superficial sobre la convección natural turbulenta en cavidades alargadas, realizando un estudio paramétrico variando el número de Rayleigh, la relación de aspecto y la emisividad de la cavidad.

## 5.3 ENFOQUE NUMÉRICO: METODOLOGÍA DE CÁLCULO POR ZONAS

### 5.3.1 Introducción

Como ya se ha comentado, los métodos de cálculo por zona o *network methods* se basan en la zonificación del edificio, que se trata como una red de nodos interconectados entre sí donde quedan representadas las trayectorias del flujo asociadas a conductos, bombas, ventiladores, aberturas, etc. Se establece el supuesto que para cada tipo de conexión existe una relación inequívoca entre el flujo de aire que atraviesa un elemento en concreto y la diferencia de presión que sufre al atravesarlo. La conservación de la masa en cada nodo conduce a una serie de ecuaciones no lineales que pueden ser integradas en el tiempo para caracterizar el comportamiento global del edificio.

En relación a la utilización de este tipo de metodología, la postura de Park et al. (2003), Gertis (1999) y Hensen, Bartak y Frantisek (2002), entre otros investigadores, indica que es difícil encontrar un modelo simple capaz de describir el comportamiento de la DFAV de manera apropiada. Por ello es necesario tener en cuenta de manera conjunta tres tipos de elementos básicos para modelizar adecuadamente la doble fachada acristalada:

- Elementos ópticos: responsables de las propiedades ópticas de los materiales de la fachada.
- Elementos de transmisión de calor: responsables de los procesos de transferencia de calor en la fachada.
- Elementos de flujo: responsables del movimiento del fluido en la fachada.

Según Saelens (2002), estos elementos –y por tanto los procesos físicos tras ellos– están interrelacionados, de manera que conjuntamente gobiernan los procesos principales de transferencia de masa y energía en la doble fachada. El autor indica que numerosos investigadores (Saelens, Faggembauu, van Paassen, Di Maio y Manz, entre otros) recomiendan separar los elementos de flujo de los de transmisión de calor a la hora de realizar el análisis, lo que permite un mejor ajuste de la influencia del viento sobre la fachada y unos cálculos más avanzados de los procesos de transferencia de calor por radiación y convección.

### 5.3.2 Acoplamiento de modelos

Existen razones para indicar que el proceso de modelización de la DFAV es demasiado complejo para realizarlo tan sólo mediante métodos de cálculo por zonas. Algunos autores (Djunaedy, Hensen y Loomans 2002; Beausoleil-Morrison 2001; Manz y Frank 2005) sugieren combinar estos métodos con el CFD para obtener resultados más ajustados.

En esta línea, Manz y Frank (2005) describen tres tipos de herramientas de software que pueden ser acopladas entre sí para simular las dobles fachadas:

- Software de simulación para modelizar las propiedades ópticas de los elementos de la DFA.
- Código de simulación CFD.
- Software de simulación energética de edificio.

Los autores demuestran que esta metodología de acoplamiento de modelos es adecuada para modelizar el comportamiento de la DFAV, aplicando el sistema a un edificio comercial con resultados satisfactorios.

El proceso de acoplamiento se realiza en tres pasos. En primer lugar, las fuentes de calor que afectan al edificio se calculan a través de un software capaz de tratar con las dificultades asociadas a las propiedades ópticas de los materiales constructivos. Estas fuentes de calor son entonces transferidas a la herramienta de CFD como datos de entrada. El siguiente paso es la simulación mediante CFD de las distribuciones de temperaturas y flujos de aire en la DFA, mientras que el paso final consiste en utilizar los flujos de aire calculados por el CFD como datos de entrada para el programa de simulación energética del edificio completo.

De Gracia et al. (2013) llevan a cabo una revisión de los principales modelos numéricos desarrollados para simular el comportamiento de la DFAV, concluyendo también que es necesario fomentar el uso de modelos acoplados de código CFD con paquetes de análisis energético del edificio, por ser los que definen mejor el comportamiento real de éste.

Poirazis (2006) presenta una breve descripción de algunos de los ejemplos más destacados de acoplamiento de diferentes herramientas de simulación con el objetivo de modelizar el comportamiento de la DFA. Algunos de estos trabajos son los realizados por Manz (2004) y Manz, Schaelin y Simmler (2004), Djunaedy, Hensen y Loomans (2002), Hensen, Bartak y Frantisek (2002) o Beausoleil-Morrison et al. (2001).

### **5.3.3 Modelos para Doble Fachada Acristalada**

Como ya se ha comentado, a pesar de que en la literatura se presentan numerosos modelos para evaluar el comportamiento de las dobles fachadas acristaladas, es necesario tener en cuenta que cada uno de ellos ha sido desarrollado para condiciones muy específicas, de manera que no existen herramientas generales que permitan evaluar modelos simplificados de DFA.

Poirazis (2006) hace una extensa presentación de los modelos existentes en la literatura, describiendo sus principales características, así como sus limitaciones o las simplificaciones realizadas por los autores en cada caso. A modo de resumen, elabora una tabla donde se aporta una visión general de los diferentes enfoques para la modelización de la DFAV, y en la que divide cada modelo según los elementos que emplea para definir la física (elementos ópticos, de transmisión de calor y de flujo). El autor no llega a ninguna conclusión respecto a la bondad de cada uno de los modelos, e incide en el hecho de que con su trabajo no pretende determinar cuál de ellos es más adecuado para simular el comportamiento general de una DFAV. Entre los diferentes modelos, presenta los desarrollados por Cho, Shin y Zaheer-Uddin (1995), Tanimoto y Kimura (1997), Todorovic y Maric (1999), Haddad y Elmahdy (1998), Di Maio y van Paassen (2000), van Paassen y Stec (2001), Saelens (2002), Grabe (2002), van Dijk y Oversloot (2003), Park et al. (2003) y Takemasa et al. (2004).

Algunos de estos modelos, como los descritos por Di Maio y van Paassen (2000) o Fallahi, Haghighat y Elsad (2010), son remarcables por el intento de integrar el efecto de diferentes elementos (dispositivos de sombra, diversos tipos de materiales y sistemas integrados en fachada, etc.) a la física de la DFA. Por otro lado ciertos modelos, como los presentados por Stec y van Paassen (2003), Takemasa et al. (2004) o Park et al. (2003), integran la DFA con el sistema de climatización y ventilación del edificio. Algunos de ellos intentan reproducir el comportamiento termoenergético real de edificios reales, para poder proponer medidas de mejora del mismo (Planas et al. 2007). Finalmente también se han desarrollado diversos modelos, como el realizado por Shameri et al. (2013) mediante el software IES, para llevar a cabo el análisis lumínico de la DFAV.

Existen diferentes procedimientos para mejorar la zonificación del edificio, como se muestra en los modelos desarrollados por Saelens (2002), Grabe (2002) o Ciampi, Leccese y Tuoni (2003). En estos casos la DFA queda representada mediante diversos nodos en lugar de a través de uno solo, de manera que los resultados obtenidos tienen una mejor precisión. En los modelos multizonales se puede proceder a dividir un determinado espacio en un número elevado de zonas, para determinar las temperaturas y cargas térmicas asociadas a cada una de ellas, obteniendo así una información más detallada del problema (Abdullah y Wang 2009). En la literatura existente este enfoque es a menudo considerado como el más adecuado para realizar las simulaciones de la DFA en la etapa de predimensionado de la misma.

Cabe destacar también los trabajos elaborados por Hensen, Bartak y Frantisek (2002), que utilizaron un enfoque zonal integrado en un software de simulación energética de edificios, y Poirazis y Rosenfeld (2003), que estudiaron el comportamiento de cuatro tipologías diferentes de DFAV y calcularon la distribución de temperaturas en la cavidad usando un software de modelización de propiedades ópticas junto con un modelo numérico desarrollado por ellos mismos.

Algunas de las conclusiones interesantes extraídas por los diferentes autores en relación a la simulación del comportamiento de la DFA son las siguientes:

- **Respecto a la transferencia de calor:**

La carga térmica principal que afecta a la fachada es la radiación solar, siendo la fracción transmitida la principal responsable del comportamiento energético del edificio. Esta fracción es de aproximadamente un 80% en un muro cortina sencillo con vidrio doble, frente al 55% en una fachada convencional y el 50% al que se puede llegar con una DFAV equipada con vidrios de control solar y dispositivos de protección solar. Los coeficientes globales de transmisión de calor y de ganancia solar (índices  $U$  y  $g$ ) no son adecuados para determinar el comportamiento energético de la DFAV, ya que son coeficientes estándar que asumen un estado estacionario y un flujo de calor unidireccional, supuestos que no pueden aplicarse a las fachadas ventiladas (Faggembau et al. 2003b).

Es necesario separar los fenómenos de convección y radiación en la cavidad; el hecho de no hacerlo supone una simplificación poco aceptable de la física asociada a la DFAV (Saelens 2002).

Los coeficientes de convección de la cavidad de la DFA son muy difíciles de determinar, ya que los procesos de transferencia de calor que se desarrollan en la misma involucran fenómenos de convección natural y forzada, flujos turbulentos y laminares, etc. (Mei et al. 2003).

La dificultad para modelizar el conjunto aumenta en gran medida cuando se introducen dispositivos de protección solar en el interior de la cavidad (Park et al. 2003).

La temperatura del aire en la entrada de la cavidad y el perfil vertical de temperaturas en la fachada son factores importantes en la modelización de la DFAV. Respecto a la distribución vertical de temperaturas en la cavidad, es determinante desde el punto de vista de la transferencia de calor, ya que es la principal causante del flujo de calor variable que atraviesa la doble fachada (Saelens 2002). Respecto a la temperatura de entrada del aire en la cavidad, Saelens, Roels y Hens (2004) demuestran que la asunción de igualarla a la temperatura del aire exterior o interior usualmente no es válida, e indican que es un parámetro de considerable influencia en el comportamiento energético global del edificio.

Para reducir las cargas de refrigeración en verano, en el caso de edificios de oficinas con DFAV ubicados en climas cálidos, es esencial introducir técnicas adicionales como la ventilación nocturna y la instalación de dispositivos de sombra en la cavidad (Hashemi, Fayaz y Sarshar 2010).

- **Respecto al flujo de aire:**

Los modelos existentes están pensados para simular tipologías específicas de DFAV y, generalmente, se trata de casos de ventilación forzada (Saelens 2002).

En una DFA ventilada de manera natural el flujo de aire desarrollado puede ser muy pequeño en ciertas situaciones, como en los casos de cavidades cortas o con obstáculos en su interior, o cuando la diferencia de temperaturas del aire es limitada. En estos casos, la cavidad actúa como una resistencia térmica adicional, empeorando el comportamiento energético del edificio en condiciones de refrigeración. Por ello, Faggembauu et al. (2003b) recomiendan el uso de ventilación forzada en la cavidad de la DFAV.

Para mejorar la modelización del flujo de aire en la doble fachada acristalada es necesario profundizar en la investigación de ciertos aspectos, como el efecto de la presión del viento sobre el flujo de aire inducido, el desarrollo del efecto chimenea bajo condiciones climáticas reales, el flujo de aire entre la cavidad y el interior del edificio en casos de sobrepresión o depresión inducida por un sistema de ventilación mecánica, así como la influencia de los detalles constructivos de la doble fachada en el flujo de aire en la cavidad (Stec y van Paassen 2003).

Los datos reales de temperatura, velocidad y dirección del viento en el exterior de la fachada difieren de los de referencia de las bases de datos climáticos, que son los que se disponen para elaborar los modelos. Esto afecta a los resultados obtenidos, ya que se trata de las variables principales que influyen en los procesos de transferencia de calor y masa en el edificio (Hensen, Bartak y Frantisek 2002).

El *aspect ratio* de la cavidad y el uso de persianas venecianas integradas como protección solar son parámetros de gran influencia en el flujo de aire desarrollado en el interior de la fachada (Dickson 2004).

El ancho de la cavidad afecta a la convección natural y al flujo de aire de manera que, al aumentar éste, disminuye la resistencia del aire por fricción con las paredes, lo que ocasiona un incremento del flujo. Este efecto se acentúa al disminuir el ratio entre anchura y altura de la cavidad. Es posible obtener un efecto de refrigeración sensible en verano cuando la cavidad de la DFAV tiene una profundidad mayor de 7 cm, maximizándose el flujo de aire (en las condiciones analizadas) para cavidades de ancho 35 cm (Balocco 2002).

- **Respecto a las propiedades ópticas de los elementos de fachada:**

El uso de vidrios bajo emisivos disminuye las pérdidas de calor en invierno, lo que no es de gran importancia en edificios localizados en climas como el mediterráneo. Sin embargo, su uso también es interesante para reducir el sobrecalentamiento en situaciones donde las temperaturas en la cavidad son elevadas, como por ejemplo durante el verano (Faggembauu et al. 2003b).

Es importante expresar las propiedades ópticas de los materiales de la fachada en función del ángulo de incidencia de la radiación solar (Manz 2004). Al desviarse este ángulo de la

dirección normal ( $0^\circ$ ), la transmisividad disminuye, y la reflectividad y la absorptividad aumentan. Esta variación es más significativa para vidrios múltiples (dobles, laminados...) (ASHRAE 2001).

Para modelizar dispositivos de sombra tipo persianas venecianas es necesario incluir la curvatura de las lamas y tener en cuenta una posible reflexión especular de la radiación solar en su superficie. La estructura porosa de estos dispositivos dificulta su modelización. Es necesario tener en cuenta que estos elementos son parcialmente transparentes a la radiación solar y a la radiación de onda larga (térmica) y que tienen un efecto de dispersión de la radiación solar transmitida (van Dijk y Oversloot 2003).

## **5.4 ENFOQUE NUMÉRICO: CFD**

### **5.4.1 Introducción**

A pesar de las críticas de diversos autores –como los citados en la introducción de este capítulo–, quienes afirman que el uso de CFD para la modelización de la física de la DFAV conlleva numerosos problemas asociados, sobre todo debido a la dificultad de definir con precisión las condiciones de frontera a aplicar al problema, la dinámica de fluidos computacional (CFD) para predecir los flujos externos e internos en los edificios ha sido usada de manera creciente en los últimos años. De hecho, según Chen (2009), cerca del 70% de los estudios de ventilación en edificios publicados en el 2008 usan el CFD en sus análisis.

En relación a los campos de flujo en el interior del edificio, el CFD generalmente se emplea para predecir el comportamiento térmico del edificio, además de factores como la contaminación y calidad del aire o la propagación de humos. En el caso de los campos de flujo en el exterior del edificio, se aplica para determinar la distribución de presiones o contaminantes sobre las superficies del mismo, así como las cargas sobre sus fachadas, además de para predecir las corrientes de aire existentes en espacios urbanos (Hernández 2008).

Generalmente cuando se realiza la modelización de la DFAV con el objetivo de analizar su comportamiento termoenergético se busca evaluar cuatro índices: el flujo de aire a través de las aberturas de la cavidad, las temperaturas media y máxima del aire de la cavidad y la transferencia de calor a través del vidrio interior, todas ellas variables que pueden obtenerse a través de programas de CFD.

Es importante remarcar que los modelos realizados con CFD necesitan de una validación posterior, que garantice la fiabilidad de los resultados obtenidos. Así, según Versteeg y Malalsekera (2007), “modelizar flujos fluidos y procesos de transferencia de calor es una tarea compleja que no puede ser realizada de manera satisfactoria sin una continua referencia a la validación experimental”.

Champagne (2002) también subraya la importancia de validar los diseños propuestos a través de métodos numéricos o experimentales, con el objetivo de asegurar su correcto comportamiento. El autor enfatiza que los métodos experimentales son muy fiables cuando se realizan en ambientes controlados, pero son caros y se requiere un tiempo elevado para llevarlos a cabo. Por ello, el autor recomienda el uso del CFD para realizar este proceso.

### 5.4.2 Metodología de análisis mediante CFD

Como ya se ha comentado, la mecánica de fluidos computacional se basa en la resolución de los sistemas de ecuaciones de conservación de masa, energía y momento mediante el uso de métodos numéricos y algoritmos de resolución computacional. Estas ecuaciones se solucionan dentro de un volumen de control definido por una o varias regiones, delimitadas por superficies de contorno y donde el comportamiento del fluido es conocido.

Los programas de CFD simulan el comportamiento teórico del fluido a partir de la geometría y las condiciones de contorno introducidas por el usuario, de forma que si alguno de estos dos elementos no es representativo de la realidad el comportamiento tampoco lo será.

El procedimiento seguido por dichos programas se estructura en cinco fases, tal y como puede observarse en la Figura 5.1, que deben repetirse hasta alcanzar un resultado satisfactorio en la simulación. Por su parte, estas fases se agrupan del siguiente modo:

- **Preproceso**, donde:
  - Se define la geometría (modelo) de estudio, eligiendo un volumen de control adecuado en base a los resultados que se quieren obtener.
  - Se realiza el mallado del modelo, discretizando el volumen de control en elementos finitos.
  - Se define la física a estudiar, escogiendo aquellos modelos matemáticos óptimos –en términos de precisión/tiempo de cálculo– para simular el comportamiento fluidodinámico del fluido de estudio. En este punto también se definen las condiciones de contorno, lo que implica la especificación del comportamiento y las propiedades del fluido en la frontera del volumen de control analizado.
- Proceso de **cálculo** iterativo de las ecuaciones planteadas en el volumen de control.
- **Postproceso**, donde los resultados obtenidos en el cálculo se visualizan mediante gráficas e isocontornos de las magnitudes físicas características –ya sean éstas vectoriales o escalares–, y se procede a realizar su análisis.

Una vez finalizado este proceso, y a partir de la solución obtenida, es necesario realizar un refinado de la malla e iniciar de nuevo el proceso de cálculo, hasta llegar a una solución que no varíe significativamente respecto a la anterior. Como norma general, el refinado de la malla se lleva a cabo incrementando el número de elementos finitos en aquellos puntos que presentan mayores gradientes de las magnitudes físicas características del problema.

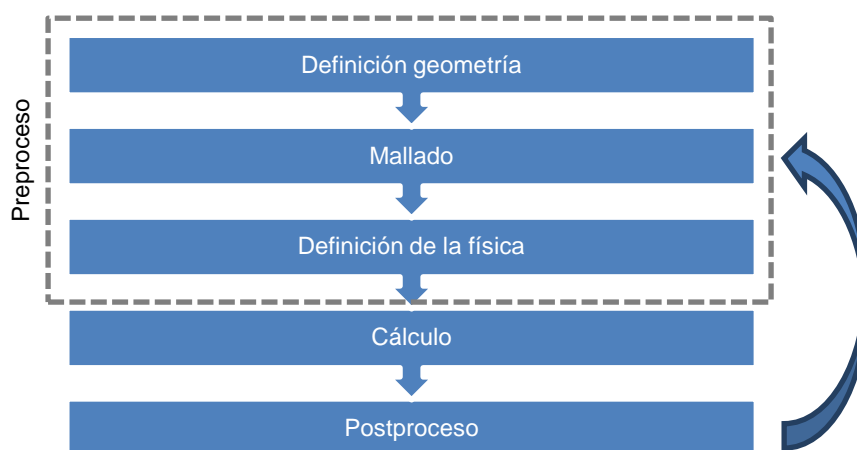


Figura 5.1. Esquema de resolución mediante CFD

### 5.4.3 Verificación y validación del código CFD

Los modelos de CFD usan ciertas aproximaciones para determinar los patrones de ventilación en los edificios, lo que aporta incertidumbres en la predicción de las distribuciones del flujo de aire, su velocidad y temperatura. Esto lleva a la necesidad de validar dichos modelos, procedimiento que requiere la comparación de los resultados obtenidos con datos experimentales. Sin embargo, en la literatura hay una importante falta de datos experimentales fiables, y únicamente pueden encontrarse unos pocos artículos dedicados al análisis experimental del flujo desarrollado en la DFAV. Así, Chen (2009) indica que únicamente dos tercios de los estudios de CFD publicados durante el 2008 utilizan algún tipo de dato experimental para validar los resultados del CFD. El resto de los estudios, o no especifican el método de validación, o bien emplean otro tipo de modelizaciones, como modelos analíticos, para proceder a dicha validación.

Diversos autores (Chen (1995), Blay, Costa y Oliveira (1999) y Niculae, Blay y Mergui (1992), entre otros) han llevado a cabo estudios sobre la capacidad del CFD para reproducir los fenómenos de convección natural y mixta. En esta línea, Chen y Srebric (2001) desarrollaron una guía especificando cómo realizar la verificación, validación y presentación de resultados de modelos en CFD de ambientes interiores, guía que se ha convertido en el documento base de aplicación en su campo. Según los autores, la verificación es necesaria para asegurar que los fenómenos físicos relevantes del problema están representados de manera adecuada, y determinar así si un código de CFD concreto tiene la capacidad de tener dichos fenómenos en cuenta. Por su parte, la validación es necesaria para demostrar que el usuario puede modelizar satisfactoriamente mediante CFD un problema concreto, para el que se dispone de datos experimentales o bien de correlaciones numéricas o semiempíricas fiables.

Para realizar la verificación pueden emplearse casos base muy sencillos, que contengan tan sólo uno o varios de los flujos y procesos de transferencia de calor del sistema completo. En cambio, para realizar la validación del código CFD es necesario comprobar un caso similar a la realidad física estudiada, que incluya todos los flujos y las características de transferencia de calor a analizar, a pesar de que también es posible realizar ciertas simplificaciones en el proceso.

A continuación se exponen las principales características de estos dos procedimientos.



- **Verificación del código CFD**

En general, los casos base usados en el proceso de verificación se encuentran disponibles en la literatura. Suelen ser modelos bidimensionales de los cuales se dispone de datos procedentes de medidas experimentales muy precisas, disponiéndose también de los errores cuantificados. El nivel de error humano es muy reducido, y además se cuenta con información detallada de las condiciones experimentales, como las condiciones de contorno y las condiciones iniciales. Es necesario verificar el tipo de modelo de turbulencia más adecuado a utilizar, así como el tamaño de malla y el paso de integración.

Chen y Srebric (2001) recomiendan realizar la verificación del código CFD, principalmente para eliminar errores causados por el usuario, a pesar de que la mayoría de los códigos comerciales de CFD ya han sido verificados para los casos más usuales que trataremos.

- **Validación del código CFD**

La validación estima la precisión con que el usuario puede aplicar el código de CFD para simular un problema real en el que se dé una combinación completa de fenómenos fluidodinámicos y de transferencia de calor. Este proceso asegura que el código puede emplearse para futuras aplicaciones como herramienta de diseño.

La estrategia fundamental de validación consiste en identificar datos experimentales adecuados para asegurar que todos los fenómenos físicos importantes involucrados en el problema quedan correctamente modelados, y en cuantificar los errores asociados a la simulación. Es necesario validar el modelo de turbulencia y el resto de modelos auxiliares, así como el método de discretización, la resolución de la malla y el algoritmo numérico empleado para la simulación del flujo.

Idealmente, la validación debería realizarse para un sistema completo, que incluyera todos los flujos y procesos de transferencia de calor importantes, así como una configuración geométrica completa y adaptada a la realidad. Los datos experimentales para un sistema de estas características pueden obtenerse mediante medidas in-situ, pero normalmente presentan un alto nivel de incertidumbre así como errores importantes. En relación a los datos disponibles en la literatura, éstos suelen contener muy poca o ninguna información acerca de las condiciones frontera y de las condiciones iniciales del sistema, de manera es necesario realizar ciertas asunciones para poder realizar la simulación mediante CFD. En otros casos, no es posible encontrar datos experimentales del sistema completo. Es aceptable entonces realizar la validación del sistema completo a través de validaciones parciales de sus subsistemas (considerando un subsistema cada una de las características del flujo del ambiente interior a analizar).

Fuliotto también indica que el proceso de validación se lleva a cabo a menudo a través de casos simplificados, debido a las dificultades prácticas para recopilar datos precisos en un modelo real. El autor analiza algunos de los casos base de validación de modelos de CFD existentes en la literatura. Concretamente el caso de una cavidad cuadrada, de una cavidad esbelta y de un recinto tipo oficina, todos ellos planteados por Chen y Srebric (2001). Con estos casos de prueba se demuestra la capacidad del CFD para simular los fenómenos fluidodinámicos en el interior de cavidades con una aproximación adecuada.

#### 5.4.4 Modelos para doble fachada acristalada

Como en el caso anterior, los modelos de CFD existentes en la literatura para evaluar el comportamiento de las dobles fachadas acristaladas han sido desarrollados para condiciones muy específicas, además de estar sujetos a múltiples simplificaciones para hacer el procedimiento de cálculo abordable. Esto hace que tampoco existan herramientas generales que permitan evaluar modelos de DFAV.

Uno de los primeros autores que trabajaron con modelos de CFD para su posterior aplicación a la evaluación de DFAV fue Gan (2001), quien desarrolló un método para predecir la transmisión térmica de vidrios múltiples, validando los resultados con datos de referencia de CIBSE. Sin embargo, de entre las modelizaciones disponibles en la literatura, destaca el trabajo realizado por Manz (2003, 2004) y Manz y Simmler (2003), cuyos resultados han servido de base para múltiples investigaciones desarrolladas con posterioridad.

Así, Manz (2003) desarrolló un modelo en CFD –que posteriormente validó a través de correlaciones empíricas– para simular la transferencia de calor por convección natural en cavidades de fachada, rectangulares, estrechas y con aire como elemento de relleno. Dicho modelo se considera adecuado para calcular la transferencia de calor por convección en diferentes tipos de elementos de fachada; de hecho, este estudio ha servido de punto de partida a muchas aplicaciones del código en casos más complejos de análisis de fachada, donde existían pocos o ningún dato experimental disponibles en la literatura.

Por su parte, Manz y Simmler (2003) presentaron un estudio experimental y numérico de una DFA ventilada mecánicamente con dispositivos de protección solar integrados. Se desarrolló un modelo en CFD bidimensional y transitorio, cuyos resultados fueron comparados con datos experimentales. Los autores concluyen que un valor reducido de transmitancia global de fachada (del orden del 7%, menor que el recomendado habitualmente) es beneficioso en lo que respecta al comportamiento energético de la misma.

Más adelante, Manz (2004) analizó una DFA ventilada naturalmente, encontrando que las alteraciones en la secuencia de las capas que forman las pieles de la misma, así como los cambios en la ventilación, pueden variar la transmitancia total de la fachada a la radiación solar en un factor mayor a 5. El autor también recomienda que, para tipologías de *multistorey facade*, las entradas y salidas de aire de la cavidad no estén alineadas, y que se aumente la dimensión vertical de las aberturas para mejorar el comportamiento del sistema. Respecto al proceso de modelización, indica que los modelos simples que asumen un flujo tipo pistón no son adecuados para representar el comportamiento de las DFAV, recomendando la utilización de un modelo óptico espectral combinado con CFD (Manz 2004; Manz, Schaelin y Simmler 2004).

En relación a las estrategias de modelización mediante CFD de la DFAV, Coussirat et al. (2008) demuestran que es necesario seleccionar cuidadosamente los submodelos numéricos a utilizar (por ejemplo, los modelos de turbulencia y de radiación), ya que tan sólo con algunos de ellos se consiguen validaciones numéricas aceptables para los casos de estudio seleccionados. Los autores utilizan el caso base de Manz, Schaelin y Simmler (2004) para validar el modelo de DFAV que analizan. Ji et al. (2007) también mostraron la importancia de la selección de los modelos de turbulencia y radiación para simular sistemas de DFAV con convección natural, obteniendo un buen ajuste entre los resultados simulados y los experimentales de base. El estudio, sin embargo, se limitaba a una configuración de DFAV bidimensional con ventilación vertical y protección solar integrada.

Respecto a los modelos de turbulencia recomendados, numerosos autores indican que el modelo RNG k- $\epsilon$  es el que aporta unos resultados que se ajustan más favorablemente con los modelos analíticos y las medidas experimentales, sobre todo en la predicción de los flujos de aire interiores causados por convección natural (Yakhot et al. 1992; Cook y Lomas 1998; Cook et al. 2003; Chen 1995; Ji 2004; Coussirat et al. 2008; Pasut y De Carli 2011)

Como ya se ha comentado, los diferentes autores realizan diversas simplificaciones en sus modelizaciones de DFAV, con el objetivo de reducir la complejidad del problema. Una de las simplificaciones más empleadas, y cuyo interés reside en la disminución sustancial del tiempo de cálculo, es el análisis de una geometría bidimensional de la fachada en lugar de una tridimensional.

En este sentido, Fuliotto (2008) simula un módulo de DFAV con ventilación natural vertical y control solar integrado en la cavidad, comparando los resultados obtenidos en los casos bidimensional y tridimensional. Analizando los campos de temperaturas y velocidades obtenidos, se observa que en la mayoría de las zonas de la DFAV los comportamientos son muy similares en los dos casos, obteniéndose diferencias sustanciales únicamente en las zonas próximas a las entradas y salidas de aire en la cavidad. También Pasut y De Carli (2011) demuestran que en una DFA ventilada naturalmente el campo de velocidades es casi bidimensional, por lo que proponen un modelo de CFD en 2D.

Por último, en relación a la aplicación de ventilación forzada horizontal en la cavidad, que es el objeto de la presente tesis, cabe decir que existe muy poca literatura al respecto. Por ello prácticamente se desconoce cuál es su influencia en el comportamiento energético de la doble fachada, a pesar de que pueden encontrarse algunas referencias, como la proporcionada por Faggembauu (2006) referida al edificio de oficinas de Gotz, en Wurzburg (Alemania).

En este ámbito, Guardo et al. (2011) analizan la influencia de la ventilación lateral de la cavidad de una DFAV de tipología fija en el comportamiento energético de la misma. Para ello, modelizan un módulo de fachada que simulan para las condiciones críticas de verano asociadas al clima mediterráneo. Los autores llevan a cabo un estudio comparativo entre los resultados obtenidos para ventilación horizontal y para ventilación vertical, en relación a la reducción de la carga solar que accede al interior del edificio en ambos casos. Los resultados muestran que la utilización de ventilación horizontal en la cavidad de una DFAV permite disminuir el caudal de aire requerido para obtener reducciones en las ganancias solares similares a las conseguidas mediante ventilación vertical.

Numerosos autores han realizado modelizaciones en CFD de la DFAV, centrándose en la influencia de determinados parámetros en el comportamiento global del sistema. A continuación se muestran algunas de las conclusiones extraídas, clasificadas en función del parámetro considerado de mayor influencia:

- **Influencia de las protecciones solares:**

Safer, Woloszyn y Roux (2004) analizan la influencia de la posición y ángulo de apertura del dispositivo de control solar sobre el comportamiento de una DFA con tipología *Box Window* ventilada mecánicamente. Los autores definen un medio poroso para representar la caída de presión debida al dispositivo de control solar. Demuestran que dicho dispositivo tiene una influencia importante en el campo de velocidades en la cavidad, ya que divide el flujo de aire en dos partes. La posición más adecuada, sobretodo en condiciones de verano, es la más cercana al vidrio exterior (unos 15 cm).

Hernández (2008) realiza un modelo bidimensional de una DFAV con el objetivo de identificar las causas del sobrecalentamiento en condiciones críticas de verano. En relación a la posición y material empleado en los dispositivos solares integrados en la cavidad, se comprueba lo determinado por Oesterle et al. (2001). Así, las temperaturas menores se obtienen con la persiana ubicada cerca de la piel exterior de la DFAV. Respecto a la influencia del color de las superficies, se obtiene que la velocidad del flujo de aire desarrollado es ligeramente superior al emplear persianas negras, cuya emisividad es mayor, ya que la superficie se calienta más lo que provoca una mejora en el efecto chimenea desarrollado. Sin embargo, el calor reflejado por la superficie también es mayor, lo que puede provocar un incremento de la temperatura en el interior de la cavidad.

Baldinelli (2009) presenta el análisis de una DFAV con sistema de protección solar exterior móvil, con el objetivo de optimizar el comportamiento de una fachada de un edificio de oficinas orientado a sur y ubicado en clima moderadamente cálido. Los resultados muestran un buen comportamiento, sobretodo gracias a las propiedades altamente reflectivas de los dispositivos de protección solar.

Edae Jiru, Tao y Haghighat (2011) analizan una DFAV con persianas venecianas integradas, para evaluar la influencia de la posición y el ángulo de las lamas sobre el flujo de aire en la cavidad y la transferencia de calor a través de la misma. Los resultados muestran que la presencia de las persianas influye en los coeficientes de transmisión de calor superficiales, en la distribución de temperaturas y en el flujo de aire.

- **Influencia de la profundidad de la cavidad:**

El flujo de aire tiende a cambiar de turbulento a laminar a medida que la profundidad de la cavidad disminuye. Así, en las cavidades más anchas, se producen zonas con remolinos a baja velocidad combinadas con zonas de flujo laminar a alta velocidad. Se comprueba también, tal y como indica Gan (2006), que existe una correlación entre el ratio entre la profundidad de la cavidad y su altura y su influencia en el flujo de aire desarrollado. En el caso planteado, para una altura de una planta, la profundidad de 600 mm es la que permite un mejor flujo de aire y una eliminación de calor óptima (Hernández 2008).

- **Influencia del modo de operación (tipología de ventilación aplicada):**

Hien et al. (2005) analizan el comportamiento térmico de un edificio de oficinas con DFAV con tipología *multistorey* en clima cálido y húmedo, mediante una modelización acoplada de CFD más software de simulación energética del edificio. Los autores comparan el comportamiento de una fachada simple con el de una DFA ventilada naturalmente y mecánicamente. Al emplear la DFAV se comprueba que las cargas de refrigeración del edificio disminuyen sustancialmente, tanto por reducción de ganancias solares como por la extracción de calor mediante la ventilación de la cavidad, lo que disminuye la temperatura de la piel del vidrio interior. Sin embargo, hay muy poca diferencia en el consumo energético entre la DFA ventilada naturalmente y mecánicamente. Por otro lado, los autores demuestran que la DFA presenta unas temperaturas superficiales en la piel exterior superiores a la fachada simple, debido al efecto invernadero. Sin embargo, permite reducir la temperatura de la piel interior, lo que consigue disminuir las cargas de refrigeración.

Hernández (2008) realiza un modelo bidimensional de una DFAV con el objetivo de identificar las causas del sobrecalentamiento en condiciones críticas de verano. En relación a la ventilación de la cavidad, el parámetro de mayor influencia es el tamaño de las aberturas, siendo la dimensión de la salida la que más afecta en el flujo desarrollado. Las velocidades

desarrolladas en cualquier caso son muy bajas (máximas de 0,1 m/s), pero permiten disminuir la temperatura del interior de la cavidad. El autor concluye, sin embargo, que el comportamiento de la cavidad tiene poco impacto en el comportamiento de la sala cuando no hay intercambio de aire entre ambos espacios.

- **Influencia de otros parámetros constructivos (propiedades ópticas de los materiales, etc.):**

Pérez Grande, Meseguer y Alonso (2005) estudian la influencia de las propiedades del vidrio en la DFAV, encontrando que una apropiada selección de los vidrios de las pieles en contacto con la cavidad puede reducir la carga térmica que entra en el edificio casi en un orden de magnitud.

Guardo et al. (2009) indican que, en las DFA ventiladas de manera forzada, los parámetros que más contribuyen en la reducción de las ganancias solares que entran en el edificio son los relacionados con las propiedades ópticas de los vidrios (emitancia, transmitancia y reflectancia).

## REFERENCIAS

Abdullah, A.H.; Wang, F. Modelling Thermal Stratification in Atrium Using TAS Program and Verification of Prediction Results. *International Journal of Integrated Engineering*, 2009, vol. 1, núm. 2, p. 79-93.

Arons, M.M.D. Properties and applications of double-skin facades. Master of Science in Building Technology, University of Minnesota, Massachusetts Institute of Technology, 2000.

ASHRAE. *Ventilation for acceptable indoor air quality*. ASHRAE Standard 61, 2001.

Baldinelli, G. Double skin façades for warm climate regions: Analysis of a solution with an integrated movable shading system. *Building and Environment*, 2009, vol. 44, núm. 6, p. 1107–1118.

Balocco, C. A simple model to study ventilated facades energy performance. *Energy and Buildings*, 2002, vol. 34, núm. 5, p. 469-475.

Balocco, C.; Colombari, M. Thermal behavior of interactive mechanically ventilated double glazed facade: non-dimensional analysis. *Energy and Buildings*, 2006, vol. 38, p. 1-7.

Beausoleil-Morrison, I. The Adaptive Coupling of Computational Fluid Dynamics with Whole-Building Thermal Simulation. *Proceedings of Building Simulation 2001*, núm. 2, p. 1259-1266.

Beausoleil-Morrison, I., Clarke, J.A., Denev, J., Macdonald, I.A., Melikov, A., & Stankov, P. (2001). Further Developments in the Conflation of CFD and Building Simulation. *Proceedings of Building Simulation 2001*, núm. 2, p. 1267-1274.

Blay, D.; Costa, J.J.; Oliveira, L.A. Test of several versions the k- $\epsilon$  type turbulence modeling of internal mixed convection flows. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 1999, núm. 42, p. 4391-4409.

Ciampi, M.; Leccese, F.; Tuoni, G. Ventilated facades energy performance in summer cooling of buildings. *Solar Energy*, 2003, núm. 75, p. 491–502.

Champagne, C. *Computational Fluid Dynamics and Double Skin Facades*. Assignment for the Architectural Engineering Computer Labs, Pennsylvania State University, USA, 2002.

Chen Q. Comparison of different k- $\epsilon$  models for indoor air flow computations. *Numerical Heat Transfer*, 1995, Part B, núm. 28, p. 353–369.

Chen, Q. Computational fluid dynamics for HVAC: successes and failures. *ASHRAE Transactions*, 1997, vol. 103, núm. 1, p. 178-187.

Chen, Q. y Srebric, J. *How to verify, validate and report indoor environment modeling CFD analyses*. Atlanta, USA: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, 2001

Chen, Q., 2009. Ventilation performance prediction for buildings: A method overview and recent applications. *Building and Environment*, vol. 44, núm. 4, p. 848-858.

Cho, S.-H.; Shin, K.-S.; Zaheer-Uddin, M. The Effect of Slat Angle of Windows with Venetian Blinds on Heating and Cooling. Loads of Buildings in South Korea. *Energy and Buildings*, 1995, vol. 20, núm 12, p. 1225-1236.

Collins, M. Convective heat transfer coefficients from an internal window surface and adjacent sunlit venetian blind. *Energy and Buildings*, 2004, vol. 36, p.309 - 318.

Collins, M.; Harrison, S.J.; Naylor, D.; Oosthuizen, P.H. Heat transfer from an isothermal vertical surface with adjacent heated horizontal louvers: validation. *Journal of Heat Transfer*, 2002, núm. 124, vol. 12, p. 1078–1087.

Corgnati, S.P.; Perino, M.; Serra, V. Energy performance evaluation of an innovative active envelope: results from a year round field monitoring. *Proceedings of the 2nd International Conference on Building Physics*, 2003, p. 487–496.

Coussirat, M.; Guardo, A.; Jou, E.; Egusquiza, E.; Cuerva, E.; Alavedra, P. Performance and influence of numerical sub-models on the CFD simulation of free and forced convection in double-glazed ventilated façades. *Energy and Buildings*, 2008, vol. 40, núm. 10, p. 1781–1789.

De Gracia, A.; Castell, A.; Navarro, L.; Oró, E.; Cabeza, L.F. Numerical modelling of ventilated facades: A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2013, núm. 22, p. 539–549.

Di Maio F.; Van Paassen A. H. C. *Simulation of temperature and air flow in a second skin façade*. Delft University of Technology, Laboratory for Refrigeration Engineering and Indoor Climate Technology, The Netherlands, 2000.

Dickson, A. Modeling Double-Skin Facades. A thesis submitted for the Degree: MSc Energy Systems & the Environment. Department of Mechanical Engineering University of Strathclyde, Glasgow, UK, 2004.

Ding, W.; Hasemi, Y.; Yamada, T. Natural Ventilation of a Double-Skin Façade with Solar Chimney. *Energy and Buildings*, 2004, vol. 37, núm. 4, p. 411-418.

Djunaedy, E.; Hensen, J.L.M.; Loomans, M.G.L.C. *Towards a Strategy for Airflow Simulation in Building Design Center for Building & Systems*. Technische Universiteit Eindhoven, The Netherlands, 2002.

Edae Jiru, T.; Tao, Y.-X.; Haghighat, F. Airflow and heat transfer in double skin facades. *Energy and Buildings*, 2011, vol. 43, núm. 10, p. 2760–2766.

Faggembauu, D. Heat transfer and fluid-dynamics in double and single skin facades. Tesis doctoral, Universidad Politécnica de Cataluña, Departament de Màquines i Motors Tèrmics, 2006 [Biblioteca Rector Gabriel Ferraté de la UPC].

Faggembauu, D.; Costa, M.; Soria, M.; Oliva A. Numerical analysis of the thermal behaviour of ventilated glazed facades in Mediterranean climates. Part I. Development and validation of a numerical model. *Solar Energy*, 2003a, núm. 75, p. 217–228.

Faggembauu, D.; Costa, M.; Soria, M.; Oliva A. Numerical analysis of the thermal behaviour of ventilated glazed facades in Mediterranean climates. Part II. Applications and analysis of results. *Solar Energy*, 2003b, núm. 75, p. 229–239.

Fuliotto, R. Experimental and Numerical Analysis of Heat Transfer and Airflow on an Interactive Building Façade. Thesis for the Degree of Doctor of Philosophy. Università degli Studi di Cagliari Dipartimento di Ingegneria Meccanica. Dottorato di Ricerca in Progettazione Meccanica XX Ciclo, 2008.

Fallahi, A.; Haghighat, F.; Elsad, H. Energy performance assessment of double-skin façade with thermal mass. *Energy and Buildings*, 2010, vol. 42, núm. 9, p.1499–1509.

Gan, G. Thermal transmittance of multiple glazing: computational fluid dynamics prediction. *Applied Thermal Engineering*, 2001, núm. 21, p. 1583–1592.

Gan, G. Simulation of buoyancy-induced flow in open cavities for natural ventilation. *Energy and Buildings*, 2006, vol. 38, núm. 5, p. 410-420.

Gertis, K. Sind neuere Fassadenentwicklungen bauphysikalisch sinnvoll? Teil 2: Glas-Doppelfassaden (GDF). German, Bauphysik, 1999, núm. 21, p. 54–66.

Grabe, J.V. A prediction tool for the temperature field of double facades. *Energy and Buildings*, 2002, vol. 34, p. 891–899.

Gratia, E.; Herde, A.D. Optimal operation of a south double-skin façade. *Energy and Buildings*, 2004, vol. 36, p. 41–60.

Guardo, A.; Coussirat, M.; Egusquiza, E.; Alavedra, P.; Castilla, R. A CFD approach to evaluate the influence of construction and operation parameters on the performance of active transparent facades in mediterranean climates. *Energy and Buildings*, 2009, vol.41, p. 534-542.

Guardo, A.; Coussirat, M.; Valero, C.; Egusquiza, E.; Alavedra, P. CFD assessment of the performance of lateral ventilation in Double Glazed Facades in Mediterranean climates. *Energy and buildings*, 2011, vol. 43, núm. 9, p. 2539-2547.

Haddad, K.H.; Elmahdy, A.H. Comparison of the Monthly Thermal Performance of a Conventional Window and a Supply-Air Window. *ASHRAE Transactions*, 1998, vol. 104, Part 1 B, p. 1261-1270.

Hashemi, N.; Fayaz, R.; Sarshar, M. Thermal behaviour of a ventilated double skin facade in hot arid climate. *Energy and Buildings*, 2010, vol. 42, núm. 10, p. 1823–1832.

Hensen, J.; Bartak, M.; Frantisek, D. Modeling and simulation of a double-skin facade system. *ASHRAE Transactions*, 2002, vol. 2, núm 108, p. 1251–1259.

Hernández, M. Experimental and Computational evaluation of thermal performance and overheating in double skin facades. Thesis submitted to the University of Nottingham for the degree of Doctor of Philosophy, 2008.

Hien, W. N.; Liping, W.; Chandra, A. N.; Pandey, A.R.; Xiaolin W. Effects of double glazed facade on energy consumption, thermal comfort and condensation for a typical office building in Singapore. *Energy and Buildings*, 2005, vol. 37, p. 563–572.

IEA (International Energy Agency). Energy Conservation in Buildings and Community Systems (ECBCS). *Ventilation of Large Spaces in Buildings. Analysis and Prediction Techniques*.



Informe del Annex 26: Energy Efficient Ventilation of Large Enclosures. 1ª ed. Aalborg, 1998. ISSN 1395-7953 R9803.

Ji, Y.; Cook, M.; Hanby, V.; Infield, D.; Loveday, D.; Mei, L. CFD modeling of double-skin façades with Venetian blinds. *Proceedings of the 10th International Building Performance Simulation Association Conference and Exhibition*, Beijing, China, 2007, p. 1491-1498.

Kalyanova, O.; Heiselberg, P. *Empirical validation of building simulation software: modeling of double facades final report*. Aalborg University, Department of Civil Engineering, Technical report IEA ECBCS Annex 43/SHC Task 34, 2009.

Kim, D.W.; Lee, K.H.; Park, C.S. Difficulties and limitations in modeling a double skin facade with EnergyPlus. *Proceedings of the 7th International Conference on Indoor Air Quality, Ventilation and Energy Conservation in Buildings*, Syracuse, New York, USA, 2010.

Loutzenhiser, P.G.; Manz, H.; Felsmann, C.; Strachan, P.A.; Maxwell, G.M. An empirical validation of modeling solar gain through a glazing unit with external and internal shading screens. *Applied Thermal Engineering*, 2007, vol. 27, núm. 2–3, p. 528–538.

Manz, H. Numerical simulation of heat transfer by natural convection in cavities of facade elements. *Energy and Buildings*, 2003, vol. 35, núm. 3, p. 305–311.

Manz, H. Total solar energy transmittance of glass double facades with free convection. *Energy and Buildings*, 2004, vol. 36, p. 127–136.

Manz, H.; Simmler, H. Experimental and numerical study of a mechanically ventilated glass double facade with integrated shading device. *Proceedings of the Research in Building Physics Conference*, Leuven, Belgium, 2003, p. 519–526.

Manz, H.; Schaelin, A.; Simmler, H. Airflow patterns and thermal behavior of mechanically ventilated glass double facades. *Building and Environment*, 2004, vol. 39, p. 1023-1033.

Manz, H.; Frank, T. Thermal simulation of buildings with double-skin façades. *Energy and Buildings*, 2005, vol. 37, p. 1114–1121.

Mei, L.; Infield, D.; Eicker, U.; Fux, V. Thermal modelling of a building with an integrated ventilated PV façade. *Energy and Buildings*, 2003, vol. 35, núm. 6, p. 605–617.

Mootz, F.; Bezier, J. Numerical study of a ventilated facade panel. *Solar Energy*, 1996, vol. 57, p. 29-36.

Niculae, C.; Blay, D.; Mergui S. Confined turbulent mixed convection in the presence of a horizontal buoyant wall jet. *ASME HTD*, 1992, vol. 213, p. 65-72.

Oesterle, E.; Lieb, R.; Lutz, M.; Heusler, W. *Double-skin Facades, Integrated Planning*. Munich: Prestel Verlag, 2001, p. 207.

Pasut, W.; De Carli, M. Evaluation of various CFD modeling strategies in predicting airflow and temperature in a naturally ventilated double skin façade. *Applied Thermal Engineering*, 2011, vol. 37, p. 267-274.

Park, C.-S.; Augenbroe, G.; Sadegh, N.; Thitisawat, M.; Messadi, T. Occupant Responsive Optimal Control of Smart Facade Systems. *Proceedings of Building Simulation'03*. Netherlands, 2003.

Pérez-Grande, I.; Meseguer, J.; Alonso, G. Influence of glass properties on the performance of double-glazed facades. *Applied Thermal Engineering*, 2005, vol. 25, p. 3163–3175.

Planas, C., Clemente, R., Escalona, V., Torres, M., Alavedra, P., Guzmán, A., Cuerva, E. Headquarters of the comisión nacional del mercado de valores. double façade simulation study. *IBPSA 2007 - International Building Performance Simulation Association*. 2007, p. 156-160.

Poirazis, H.; Rosenfeld, J.L.J. *Modeling of Double Skin Façades - Results obtained using WIS*. Technical University of Denmark, Sagsrapport SR-03-08, 2003.

Poirazis, H. *Double Skin Facades for Office Buildings: Literature Review*. Division of Energy and Building Design, Department of Construction and Architecture, Lund Institute of Technology, Lund University, Report EBD-R-04/3, 2004.

Poizaris, H. *Double skin façade a literature review*. Report of IEA SHC TASK 34 ECBCS ANNEX 43, Tech. Rep., Department of Architecture and Built Environment, Division of Energy and Building Design, Lund University, Lund Institute of Technology, Sweden, 2006.

Saelens, D. Energy Performance Assessment of Multiple-Skin Facades. Ph.D. Dissertation, Laboratory for Building Physics, Katholieke Universiteit, Leuven, Belgium, 2002.

Saelens, D.; Roels, S.; Hens, H. The inlet temperature as a boundary condition for multiple-skin facade modeling. *Energy and Buildings*, 2004, vol. 36, p. 825-835.

Safer N.; Woloszyn M.; Roux J.J. Three-dimensional simulation with a CFD tool of the airflow phenomena in single floor double-skin facade equipped with a venetian blind. *Solar Energy*, 2005, vol. 79, núm. 2, p. 193-203.

Shameri, M.A.; Alghoul, M.A.; Elayeb, O.; Zain, M. Fauzi M.; Alrubaih, M.S.; Amir, H.; Sopian, K. Daylighting characteristics of existing double-skin façade office buildings. *Energy and Buildings*. 2013, núm. 59, p. 279–286.

Stec, W.; van Paassen, A.H.C. Defining the Performance of the Double Skin Facade with the Use of the Simulation Model. *Proceedings of Building Simulation '03*. Netherlands, 2003, p. 1243-1250.

Takemasa, Y.; Hiraoka, M.; Katoh, M.; Tsukamoto, H.; Tanabe, M.; Tanaka, H. *Performance of Hybrid Ventilation System Using Double-Skin Façade and Vertical Airshaft*. KaiTRI Annual Report, Japan, 2004, vol.52.

Tanimoto, J.; Kimura, K. Simulation study on an air flow window system with an integrated roll screen. *Energy and Buildings*, 1997, vol. 26, p. 317-325.

Todorovic, B.; Maric, B.; The Influence of Double Facades on Building Heat Losses and Cooling Loads. *Proceedings of 20th International Congress of Refrigeration*. Sydney, 1999.

van Dijk, D. H.A.L.; Oversloot, H.P. WIS, the European Tool to Calculate Thermal and Solar Properties of Windows and Window Components. *Proceedings of Building Simulation '03*. Netherlands, 2003, p.259-266.

van Paassen, A.H.C.; Stec, W. Controlled Double Facades and HVAC. *7th world congress Clima 2000*. Napoli, 2001.

Versteeg, H.K.; Malalsekera, W. *An introduction to computational fluid dynamics: the finite volume method*. 2nd ed. 2007, Harlow: Pearson Prentice Hall.

Wakitani, S. Flow patterns of natural convection in an air-filled vertical cavity. *Physics in Fluids*, 1998, vol. 10, p. 1924-1928.

Wu, Z.; Melnik, R.V.N.; Borup, F. Model-based analysis and simulation of airflow control systems of ventilation units in building environments. *Building and Environment*, 2007, vol. 42, núm. 1, p. 203-217.

Xamán, J.; Hinojosa, J.; Flores, J.; Cabanillas, R. Effect of the surface thermal radiation on turbulent natural convection in tall cavities of facade elements. *Heat and Mass Transfer*, 2008, vol. 45, p. 177-185.

Zanghirella, F.; Perino, M.; Serra, V. A numerical model to evaluate the thermal behavior of active transparent façades. *Energy and Buildings*, 2011, vol. 43, núm. 5, p. 1123-1138.

## Capítulo 6

# **CASO DE ESTUDIO: OPTIMIZACIÓN TÉRMICA Y ENERGÉTICA DEL SISTEMA DE VENTILACIÓN DE LA DFAV DE UN EDIFICIO DE OFICINAS EN EL ENTORNO MEDITERRÁNEO**

### **6.1. DEFINICIÓN DEL CASO DE ESTUDIO Y METODOLOGÍA DE RESOLUCIÓN**

El presente caso de estudio tiene por objetivo la optimización del comportamiento térmico y energético de una doble fachada acristalada con ventilación forzada horizontal y configuración constructiva fija, para su aplicación en un edificio de oficinas tipo localizado en clima mediterráneo. Dicha optimización pretende resolver los posibles problemas de sobrecalentamiento en el interior del edificio generados cuando se aplica esta tipología de fachada en climas de alta radiación solar.

Se analizará el comportamiento térmico de la doble fachada del edificio objeto a través del estudio de las temperaturas resultantes alcanzadas en su entrepiel, y se valorará la repercusión de estas temperaturas sobre la demanda anual en refrigeración y calefacción en el interior del edificio. Se realizará un análisis de diferentes estrategias de ventilación forzada en la entrepiel de la doble fachada, y además se considerarán cuatro orientaciones posibles para los espacios a climatizar: Norte, Sur, Este y Oeste, con objeto de analizar la repercusión de la orientación sobre la demanda de climatización del edificio.

La metodología empleada para llevar a cabo el proceso de optimización de la DFAV se resume en la Figura 1.1 del Capítulo 1. La aplicación de dicha metodología da como resultado la obtención de los siguientes puntos que estructuran el presente capítulo: en el punto 6.2 se presenta el desarrollo analítico elaborado, a través de las ecuaciones fundamentales de

transferencia de calor, que da como resultado un modelo simplificado de DFAV que permite la estimación de su comportamiento energético en función de las características geométricas y operativas básicas. Este modelo matemático simplificado será el que se emplee –a través de su evaluación en ciertos puntos característicos del dominio– para determinar de manera aproximada la bondad del modelo numérico presentado en el punto 6.3. Una vez hecho esto, se pasará a presentar la estrategia de simulación que se empleará para optimizar el comportamiento termoenergético de la doble fachada.

## 6.2. RESOLUCIÓN ANALÍTICA. DESARROLLO DE UNA ECUACIÓN CARACTERÍSTICA PARA LA DFAV

### 6.2.1. Introducción y objetivos

A continuación se presenta un extracto del desarrollo analítico realizado, a través de teoría de transferencia de calor, con el objetivo de obtener un modelo simplificado que permita la estimación del comportamiento de la DFAV en función de sus características geométricas y operativas básicas. Este modelo, basado en diferencias finitas, parte de una discretización en una dimensión de la entrepíel y de las diferentes zonas de la fachada, y permite obtener los flujos de calor a través de la misma, así como las temperaturas en los diferentes puntos del dominio. El desarrollo matemático completo puede consultarse en el Anexo A.

El primer objetivo del análisis es obtener una expresión que, en función de los coeficientes de transmisión de calor, de las propiedades ópticas de los vidrios y del caudal de ventilación permita determinar la cantidad de calor transmitida al interior del edificio a través de la fachada e, indirectamente, el factor solar del conjunto.

Por otro lado, también se pretenden determinar expresiones simplificadas (en función de los mismos parámetros que la anterior) para estimar las temperaturas de los vidrios y la temperatura del aire en cada sección de la DFAV (entre ellas, la sección de salida), lo que dará una idea de la ganancia de calor que tiene el aire en su recorrido por la fachada (Figura 6.1).

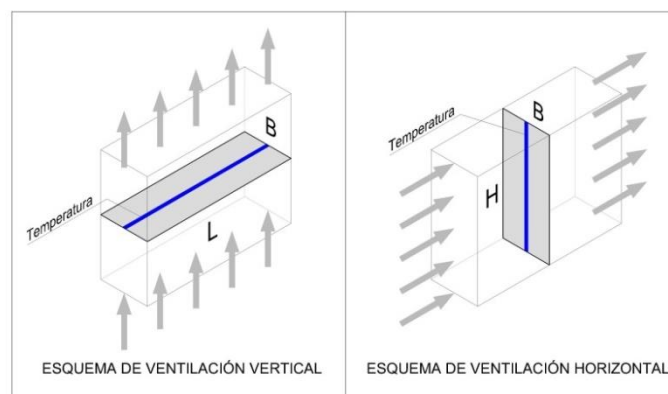


Figura 6.1. Temperatura media en una sección de la DFAV, en función del esquema de ventilación aplicado

### 6.2.2. Hipótesis y simplificaciones realizadas

El flujo de calor por efecto de la radiación solar a través de una fachada transparente se puede descomponer en dos términos diferenciados. El primero de ellos, eminentemente radiativo, es el debido a la fracción de la radiación solar que pasa al interior del edificio a causa de la transmitancia del vidrio del cerramiento. Así, si  $\bar{\tau}$  es la transmitancia total de la fachada

transparente, la parte de la radiación solar  $I$  ( $\text{W/m}^2$ ) que se introduce directamente en el edificio por este mecanismo es  $\bar{\tau} \cdot I \cdot S$ .

La segunda parte del flujo de calor es de tipo convectivo, y corresponde al efecto que la absorbancia de los elementos constitutivos de la fachada tiene sobre la transmisión por conducción y convección hacia el interior del edificio.

Para modelizar el comportamiento térmico de la doble fachada se han tenido en cuenta las siguientes características y simplificaciones:

- Únicamente se ha considerado la transferencia de calor en estado estacionario.
- Los coeficientes de transferencia de calor de los dos vidrios y del ambiente exterior e interior son coeficientes de transferencia combinados, que incluyen los efectos de la convección y de la radiación térmica.
- La temperatura de los dos vidrios se considera constante en todo su espesor.
- La tasa de ventilación forzada aplicada se considera constante y uniforme a lo largo de la fachada.
- El flujo de calor a través de las superficies ortogonales al flujo de aire se considera despreciable.

### 6.2.3. Determinación de las temperaturas del sistema

La radiación solar que incide sobre el vidrio exterior de la fachada es parcialmente transmitida a través suyo, incidiendo a continuación sobre el vidrio interior. Entonces, ésta es parcialmente reflejada y absorbida por el vidrio interior, y parcialmente transmitida a través suyo, llegando al interior del edificio. Siguiendo el camino de la radiación solar sobre la fachada, se pueden definir las diferentes superficies ópticas de sus componentes, considerando unos índices de 1 hasta 4 (ver Figura 6.2):

- Superficie 1: cara exterior del vidrio exterior.
- Superficie 2: cara interior del vidrio exterior.
- Superficie 3: cara opuesta a la 2 en el espacio entre vidrios o cara “exterior” del vidrio interior.
- Superficie 4: cara “interior” (en contacto con el espacio interior del edificio) del vidrio interior.

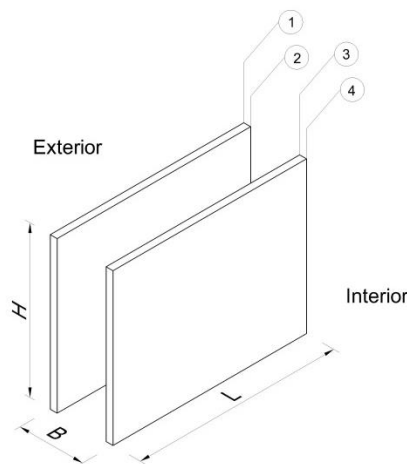


Figura 6.2. Superficies ópticas consideradas en el análisis de la DFAV

Las características ópticas del vidrio exterior se designan con el subíndice  $o$ , y las del vidrio interior con el subíndice  $i$ . De este modo, se definen las características radiantes térmicas de los vidrios: las reflectancias ( $\rho$ ), las absorbancias ( $\alpha$ ) y las transmitancias ( $\tau$ ). La transmitancia global de la doble fachada (porcentaje de radiación solar incidente que pasa a través de los dos vidrios) es (Modest 2003):

$$\bar{\tau} = \frac{\tau_o \cdot \tau_i}{1 - \rho_2 \rho_3} \quad (\text{Ecuación 6.1})$$

Los vidrios absorben una parte de la radiación incidente, de manera que las absorbancias efectivas son consecuencia de los valores de las absorbancias específicas de las caras 1, 2 y 3, de las reflectancias correspondientes de las caras 2 y 3 y, finalmente, también de la transmitancia del vidrio exterior. Estas absorbancias globales son (Modest 2003):

$$\alpha_o = \alpha_1 + \alpha_2 \frac{\tau_o \cdot \rho_3}{1 - \rho_2 \cdot \rho_3} \quad (\text{Ecuación 6.2})$$

$$\alpha_i = \alpha_3 \frac{\tau_o}{1 - \rho_2 \cdot \rho_3} \quad (\text{Ecuación 6.3})$$

Las ecuaciones 6.1 a 6.3 se justifican en el Anexo A.

Los coeficientes de transmisión de calor entre los vidrios y el exterior y el interior del edificio son los siguientes:

- $h_o$ , coeficiente de convección entre el vidrio exterior y el ambiente exterior. Se puede tomar como 22,7 W/m<sup>2</sup>K (considerado estándar para una fachada sometida a un viento de 12 km/h), según ASHRAE (1993).
- $h'_s$ , coeficiente de convección en el espacio entre vidrios. Según ASHRAE (1993), puede estimarse como igual a la mitad del que se tiene en un ambiente sin movimiento de aire importante, y se puede considerar igual a 4,5 W/m<sup>2</sup>K (caso de vidrios sin recubrimiento de baja emisividad).
- $h_i$ , coeficiente de convección entre el vidrio interior y el ambiente interior del edificio. Este coeficiente es función de la diferencia de temperaturas entre el vidrio y el aire del local, así como del efecto radiante del vidrio hacia el ambiente del local. En el caso de un vidrio transparente en condiciones típicas se puede considerar igual a 9,0 W/m<sup>2</sup>K, según ASHRAE (1993).
- $h_s$ , coeficiente de convección entre el vidrio exterior y el espacio entre vidrios, que se puede considerar igual al  $h_i$  anterior, es decir 9,0 W/m<sup>2</sup>K (ASHRAE 1993).

En el primer análisis realizado se ha considerado despreciable la resistencia térmica de los vidrios. Con esto, el coeficiente global  $U$  del conjunto de los dos vidrios y del espacio entre ellos es:

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_o} + \frac{1}{h'_s} + \frac{1}{h_i}$$

El análisis es válido para todos los casos de ventilación de la entropiel de la DFAV, tanto vertical (forzada o natural) como horizontal. Los vidrios exterior e interior tienen temperaturas

que varían en sentido vertical (en el caso de ventilación vertical) o en horizontal (en el caso de ventilación horizontal), siguiendo el movimiento del flujo de aire de ventilación.

Las diferentes temperaturas del sistema son:

- $t_o$ , la del aire exterior.
- $t_i$ , la del aire en el interior del edificio.
- $t$ , la del aire entre los vidrios.
- $t_{vo}$ , la del vidrio exterior (se considera uniforme en todo el espesor del vidrio, debido a la hipótesis realizada de que su resistencia térmica es despreciable. Por lo tanto, la temperatura del vidrio es la misma en sus dos caras).
- $t_{vi}$ , la del vidrio interior (se considera igual a sus temperaturas superficiales interna y externa, del mismo modo que para el vidrio exterior).

Por su parte, los flujos de calor globales entre el vidrio y el aire son (Figura 6.3):

- $\dot{Q}_1$ , al interior del edificio.
- $\dot{Q}_2$ , al exterior.
- $\dot{Q}_3$  y  $\dot{Q}_4$ , en el espacio entre los vidrios.

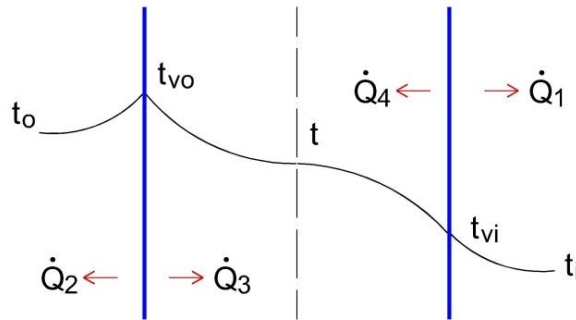


Figura 6.3. Perfiles de temperatura y flujos de calor en la DFAV

En situación de equilibrio térmico en el conjunto, y siendo  $I$  ( $\text{W}/\text{m}^2$ ) la radiación solar incidente, el balance térmico aplicado a un elemento diferencial del vidrio exterior  $dS$  ( $\text{m}^2$ ) será:

$$I \cdot \alpha_o \cdot ds = d\dot{Q}_2 + d\dot{Q}_3 \quad (\text{Ecuación 6.4})$$

Y en el vidrio interior:

$$I \cdot \alpha_i \cdot ds = d\dot{Q}_1 + d\dot{Q}_4 \quad (\text{Ecuación 6.5})$$

Los valores de los flujos de calor  $d\dot{Q}_i$  son:

$$d\dot{Q}_1 = h_i(t_{vi} - t_i) \cdot ds$$

$$d\dot{Q}_2 = h_o(t_{vo} - t_o) \cdot ds$$

$$d\dot{Q}_3 = h_s(t_{vo} - t) \cdot ds$$

$$d\dot{Q}_4 = h_s(t_{vi} - t) \cdot ds$$



De donde se tiene que los valores de las temperaturas de los vidrios son:

$$t_{vo} = \frac{I \cdot \alpha_o + h_o \cdot t_o}{h_o + h_s} + \frac{h_s}{h_o + h_s} \cdot t = A + \frac{h_s}{h_o + h_s} \cdot t \quad (\text{Ecuación 6.6})$$

$$t_{vi} = \frac{I \cdot \alpha_i + h_i \cdot t_i}{h_i + h_s} + \frac{h_s}{h_i + h_s} \cdot t = B + \frac{h_s}{h_i + h_s} \cdot t \quad (\text{Ecuación 6.7})$$

Siendo:

$$A = \frac{I \cdot \alpha_o + h_o \cdot t_o}{h_o + h_s} \quad B = \frac{I \cdot \alpha_i + h_i \cdot t_i}{h_i + h_s}$$

La introducción de aire de ventilación en el espacio entre los vidrios, en forma de un caudal másico  $\dot{m}$  (kg/s)  $\neq 0$ , se analiza realizando el balance térmico en un volumen de sección igual a la del conducto entre vidrios y superficie igual a  $dS$ , considerando que en este volumen el aire de ventilación se calienta un  $dt$  al pasar en contacto con los vidrios calientes, después de que estos hayan absorbido parte de la radiación solar incidente. Este balance es:

$$d\dot{Q}_3 + d\dot{Q}_4 = c_p \cdot \dot{m} \cdot (t + dt - t) \quad (\text{Ecuación 6.8})$$

Sustituyendo los valores de los flujos, se llega a la ecuación diferencial:

$$\frac{dS}{c_p \cdot \dot{m}} \cdot h_s = \frac{dt}{t_{vo} + t_{vi} - 2t}$$

Siendo:

$$t_{vo} + t_{vi} - 2t = A + B - (2 - C) \cdot t \quad \text{y} \quad C = \frac{h_s}{(h_o + h_s)} + \frac{h_s}{(h_i + h_s)}$$

Si el aire entra en la fachada a una temperatura  $t_o$  (igual a la temperatura exterior o a la del aire de extracción del edificio, por ejemplo), al llegar al final del conducto entre los vidrios (es decir, al final de la fachada ventilada) la superficie  $S$  a considerar será igual al producto de la profundidad de la fachada por su altura (en el caso de ventilación vertical) o bien al producto de la altura de la fachada por su longitud (en el caso de ventilación horizontal) (ver Figura 6.4).

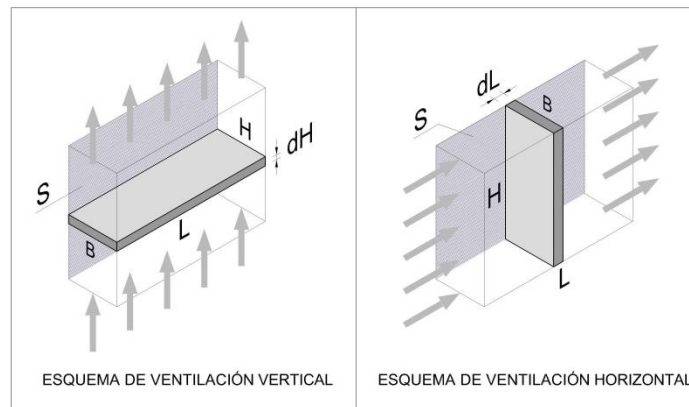


Figura 6.4. Volúmenes diferenciales de DFAV a analizar. Esquemas de ventilación vertical y horizontal

La integración es pues la siguiente:

$$\frac{h_s}{c_p \cdot \dot{m}} \int_0^S dS = \int_{t_o}^t \frac{dt}{A + B - (2 - C)t}$$

Resolviendo la integral se obtiene el valor de la temperatura del aire en la sección de salida de la entrepel de la DFAV (temperatura máxima):

$$t = \mathcal{G} + (t_o - \mathcal{G}) \cdot e^{-a \cdot S} \quad (\text{Ecuación 6.9})$$

Siendo:

$$\mathcal{G} = \frac{A + B}{2 - C} \quad a = \frac{(2 - C)h_s}{c_p \cdot \dot{m}}$$

## 6.2.4. Determinación del factor solar

### 6.2.4.1. Doble fachada ventilada (caso general)

El cálculo de la ganancia de calor de la doble fachada –es decir, del flujo de calor hacia el interior del edificio– se lleva a cabo determinando la parte radiante mediante el factor solar (FS) de la fachada y la parte convectiva a través del coeficiente global de transmisión de calor, considerando el efecto de la diferencia de temperaturas entre el exterior y el interior.

El flujo de calor hacia el interior del edificio  $\dot{Q}_1$  es:

$$\dot{Q}_1 = \int_0^S h_i (t_{vi} - t_i) dS = h_i \int_0^S \left( B + \frac{h_s}{h_i + h_s} \cdot t - t_i \right) \cdot dS = h_i (B - t_i) \cdot S + h_i \int_0^S \frac{h_s}{h_i + h_s} \cdot t \cdot dS$$

El valor de la integral puede obtenerse del valor de  $t$  dado por la ecuación 6.9 anterior, de manera que:

$$\dot{Q}_1 = h_i (B - t_i) \cdot S + \frac{h_i \cdot h_s}{h_i + h_s} \left[ \mathcal{G} \cdot S + \frac{(\mathcal{G} - t_o)}{a \cdot S} (e^{-a \cdot S} - 1) \cdot S \right] \quad (\text{Ecuación 6.10})$$

Este flujo de calor puede descomponerse en una parte asimilable a radiante y otra puramente convectiva. El factor solar será la parte radiante debida a la absorción más la parte radiante debida a la transmisión de la radiación a través de los dos vidrios, todo dividido por la intensidad de la radiación incidente en el momento del análisis (día y hora y orientación de la fachada), y referido a la unidad de superficie de la fachada.

Así, el factor solar de la doble fachada ventilada es:

$$FS = \bar{\tau} + \left[ \alpha_o \frac{U}{h_o} + \alpha_i U \left( \frac{1}{h_o} + \frac{1}{h'_s} \right) \right] (1 + f) - \alpha_i \frac{U_i}{h_s} f \quad (\text{Ecuación 6.11})$$

Donde el factor  $f$  es:

$$f = \frac{e^{-a \cdot S} - 1}{a \cdot S}$$

La parte convectiva de la ganancia de calor es:

$$q_{1c} = U(t_o - t_i)(1 + f) - U_i(t_o - t_i)f$$

Con lo que el coeficiente de transmisión de calor a considerar será:

$$U' = U(1 + f) - U_i f$$

Para analizar cómo evoluciona la carga total a través de la fachada, se escribe el factor solar de forma simplificada:

$$FS = \bar{\tau} + M(1 + f) - N \cdot f = \bar{\tau} + M + (M - N) \cdot f$$

El valor de las cargas radiantes y convectivas es:

- Parte asimilable a radiante:  $q_R = FS \cdot I$
- Parte puramente convectiva:  $q_C = U'(t_o - t_i) = U' \Delta t$

Siendo  $I$  la radiación solar incidente en la fachada y  $\Delta t$  la diferencia de temperaturas entre exterior e interior. Estas cargas son función del caudal de aire por unidad de área de la superficie de la fachada, es decir, de la relación  $\dot{m}/S$  (kg/s·m<sup>2</sup>), a través del factor  $f$ .

Puede comprobarse que la carga radiante es una función decreciente en  $\dot{m}/S$ , y tiene una asíntota de valor:

$$q_R = \bar{\tau} \cdot I + \alpha_i \cdot I \frac{U_i}{h_s}$$

En el origen, el valor de la función es:  $q_R = \bar{\tau} + M$

Por su parte, la carga convectiva es una función creciente en  $\dot{m}/S$ , y también tiene una asíntota de valor:

$$q_C = U_i \Delta t$$

Valor que será positivo o negativo según sea la diferencia de temperaturas entre el interior y el exterior. En el origen, el valor de la función es:  $q_C = U \Delta t$

Pueden diferenciarse dos casos:

- **Caso  $\Delta t > 0$  (con  $I \neq 0$ ):** las funciones  $q_R$  y  $q_C$  tienen el mismo signo y el valor de la carga global será:

$$q_T = [\bar{\tau} + M] \cdot I + U \Delta t + [I(M - N) - (U_i - U) \Delta t] \cdot f$$

Esta función tiene el siguiente mínimo para  $f = -1$ :  $q_T = (\bar{\tau} + N) \cdot I + U_i \Delta t$

Teniendo en cuenta que  $N = \alpha_i \frac{U_i}{h_s}$  puede decirse que el mínimo se tendrá cuando

sean mínimas  $\bar{\tau}$  y  $\alpha_i$ . Teóricamente el valor de  $\dot{m}/S$  que corresponde a este mínimo sería  $\dot{m}/S = \infty$ . En la práctica, se consideraría un caudal de aire máximo, más allá del cual la disminución de  $q_T$  no sería significativa, es decir, que daría un valor de la carga que diferiría tan poco como se deseara del valor mínimo. Así, podría establecerse la condición:

$$\varepsilon = \frac{(q_T - q_{\min})}{q_{\min}}$$

Que daría un valor de  $f$  según:

$$f = \varepsilon \frac{(\bar{\tau} + N) \cdot I + U_i \Delta t}{(M - N) \cdot I - (U_i - U) \Delta t} - 1 \quad (\text{Ecuación 6.12})$$

A este valor de  $f$  le correspondería un valor de la relación  $\dot{m}/S$  a través del parámetro  $a \cdot S$  que aparece en la expresión de  $f$ .

- **Caso  $\Delta t < 0$**  (temperatura exterior inferior a la interior del local): la carga global será la diferencia entre la carga radiante y la convectiva, ya que ésta última será negativa. Siempre que la asíntota de la carga convectiva esté por encima de la de la carga radiante se tendrá que:

$$U_i \Delta t \geq \left( \bar{\tau} I + \alpha_i I \frac{U_i}{h_s} \right)$$

O, lo que es equivalente: 
$$\frac{\Delta t}{I} \geq \left( \frac{\bar{\tau}}{U_i} + \frac{\alpha_i}{h_s} \right) \quad (\text{Ecuación 6.13})$$

Cuando se cumpla esta condición habrá un valor del caudal de ventilación de la fachada que hará que la carga global sea nula, ya que se tendrá:  $q_R = -q_C$

Esta condición, tomando  $\Delta t$  en valor absoluto, supone que:

$$[\bar{\tau} + M + (M - N)f] \cdot I = [U - (U_i - U)f] \cdot \Delta t$$

Cuando  $\dot{m}/S = 0$  ( $f = 0$ ), será: 
$$\frac{\Delta t}{I} = \frac{(\bar{\tau} + M)}{U}$$

Si  $\dot{m}/S = \infty$  ( $f = -1$ ), será: 
$$\frac{\Delta t}{I} = \frac{(\bar{\tau} + N)}{U_i}$$

Los valores intermedios de  $\dot{m}/S$  serán los que hagan que:

$$\frac{(\bar{\tau} + N)}{U_i} \leq \frac{\Delta t}{I} \leq \frac{(\bar{\tau} + M)}{U} \quad (\text{Ecuación 6.14})$$

Por lo tanto, siempre que:  $\frac{\Delta t}{I} > \frac{(\bar{\tau} + M)}{U}$  el caudal será  $\dot{m}/S = 0$

Si:  $\frac{\Delta t}{I} < \frac{(\bar{\tau} + N)}{U_i}$  el caudal será el máximo, que para valores corrientes de los parámetros implicados sería:  $\dot{m}/S = 0,033 \text{ (kg/s} \cdot \text{m}^2\text{)}$ .

Para cualquier valor de  $f$ , la relación  $\Delta t / I$  será una función de este parámetro de acuerdo con:

$$\frac{\Delta t}{I} = \frac{\bar{\tau} + M + (M - N)f}{U - (U_i - U)f} \quad (\text{Ecuación 6.15})$$

Que puede ponerse como:

$$f = \frac{U \frac{\Delta t}{I} - (\bar{\tau} + M)}{M - N + (U_i - U) \frac{\Delta t}{I}} \quad (\text{Ecuación 6.16})$$

Expresión que permite determinar el valor de  $\dot{m}/S$  una vez conocido el valor del parámetro  $f$ .

▪ **Control del caudal de aire de ventilación de la fachada:**

De acuerdo con las expresiones deducidas, el control del caudal a impulsar en el espacio entre vidrios de la fachada (valor  $\dot{m}/S$ ) podría llevarse a cabo mediante un sistema digital por ordenador, siguiendo los pasos siguientes:

- Se mediría el valor de  $\Delta t$  (temperatura exterior menos temperatura interior) mediante sondas de temperatura en el exterior y en el interior del local y también, con la ayuda de una sonda de radiación solar, se determinaría el valor de la radiación solar incidente  $I$  a intervalos de tiempo regulares.
- Se calcularía la relación  $\Delta t / I$ .
- Si  $\Delta t > 0$ , para tener un caudal de aire que proporcionara una carga global que difiriera del valor teóricamente mínimo de la carga global en una cantidad  $\varepsilon$ , se determinaría el factor  $f$  según la expresión 6.12. Este valor de  $f$  permitiría determinar el valor de  $\dot{m}/S$ .
- Si  $\Delta t < 0$ , es decir cuando la temperatura interior fuera superior a la temperatura exterior, y el valor de  $\Delta t / I$  cumpliendo la condición 6.13 se encontrara en el intervalo marcado por 6.14, habría un valor de  $\dot{m}/S$  que haría que la carga global se anulara.
- Este caudal se encontraría a través del valor de  $f$  según la expresión 6.16.
- El valor del caudal  $\dot{m}$  traducido a  $L/s$  obtenido de la relación  $\dot{m}/S$ , aplicando el valor del área de la fachada, sería el valor del punto de consigna para el lazo de control de la velocidad del ventilador (sonda de velocidad y regulador de frecuencia).

#### 6.2.4.2. Fachada muy ventilada (caso particular)

Del apartado anterior, el flujo de calor hacia el interior del edificio  $\dot{Q}_1$  es:

$$\dot{Q}_1 = h_i(B - t_i) \cdot S + \frac{h_i \cdot h_s}{h_i + h_s} \left[ g \cdot S + \frac{(g - t_o)}{a \cdot S} (e^{-a \cdot S} - 1) \cdot S \right] \quad (\text{Ecuación 6.17})$$

Si el caudal de aire de ventilación es muy importante ( $a \cdot S \sim 0$ ), puede aceptarse la aproximación:

$$e^{-a \cdot S} = 1 - a \cdot S$$

Con un error inferior al 7,5% para los valores corrientes de los coeficientes  $C$  y  $h_s$ , siempre que la relación  $\dot{m}/S$  sea de un orden de magnitud igual o superior a 0,033 (kg/s · m<sup>2</sup>).

Con esto, el flujo hacia el interior del edificio será:

$$\dot{Q}_1 = I \cdot \alpha_i \cdot \frac{h_i}{h_i + h_s} \cdot S + U_i(t_o - t_i) \cdot S \quad (\text{Ecuación 6.18})$$

Que se descompone en dos partes:

- Parte asimilable a radiante:  $\dot{Q}_{1r} = I \cdot \alpha_i \cdot \frac{h_i}{h_i + h_s} \cdot S$
- Parte puramente convectiva:  $\dot{Q}_{1c} = U_i(t_o - t_i) \cdot S$

En este caso particular, el factor solar de la fachada será:

$$FS = \bar{\tau} + \alpha_i \frac{h_i}{h_i + h_s} = \bar{\tau} + \alpha_i \frac{U_i}{h_s} \quad (\text{Ecuación 6.19})$$

Puede comprobarse que esta expresión coincide con la ecuación 6.11 aplicando la condición de ventilación máxima ( $a \cdot S = 0$ ).

#### 6.2.4.3. Fachada sin ventilar (caso particular)

El análisis de la fachada sin ventilar es un caso particular que también puede obtenerse de la ecuación general 6.11, haciendo que el caudal  $\dot{m}$  sea cero. Esto hace que  $a = \infty$  de manera que la ecuación quedará:

$$\dot{Q}_1 = h_i(B - t_i) \cdot S + \frac{h_i \cdot h_s}{h_i + h_s} \cdot g \cdot S \quad (\text{Ecuación 6.20})$$

Teniendo en cuenta que los coeficientes globales de transmisión de los vidrios exterior  $U_o$  e interior  $U_i$  (vidrios simples) son:

$$U_o = \frac{h_o \cdot h_s}{h_o + h_s} \quad U_i = \frac{h_i \cdot h_s}{h_i + h_s}$$

Operando resulta que:

$$\frac{\dot{Q}_1}{S} = I \cdot \alpha_o \cdot \frac{U}{h_o} + I \cdot \alpha_i \cdot U \left( \frac{1}{h_o} + \frac{1}{h'_s} \right) + U \cdot (t_o - t_i)$$

Así, el flujo de calor por convección a través de la doble fachada sin ventilar se descompone en dos partes:

- Parte asimilable a radiante:

$$\dot{Q}_{1r} = I \cdot \alpha_o \cdot \frac{U}{h_o} \cdot S + I \cdot \alpha_i \cdot U \cdot \left( \frac{1}{h_o} + \frac{1}{h'_s} \right) \cdot S$$

- Parte puramente convectiva:

$$\dot{Q}_{1c} = U (t_o - t_i) \cdot S$$

El factor solar en el caso de la fachada sin ventilación será:

$$FS = \bar{\tau} + \alpha_o \cdot \frac{U}{h_o} + \alpha_i \cdot U \cdot \left( \frac{1}{h_o} + \frac{1}{h'_s} \right) \quad (\text{Ecuación 6.21})$$

#### 6.2.4.4. Doble fachada ventilada con vidrio exterior simple y vidrio interior doble

En caso que el vidrio interior de la doble fachada sea doble, será necesario antes de realizar el análisis térmico correspondiente establecer las relaciones entre dicho vidrio doble real y un vidrio simple equivalente en prestaciones. En el caso de un vidrio doble, en el que no hay ventilación, el flujo hacia el interior del local se puede expresar como:

$$\frac{\dot{Q}_1}{S} = h_i \cdot \frac{I \cdot \alpha_i - h_s \cdot t_i}{h_i + h_s} + \frac{h_i \cdot h_s}{h_i + h_s} \cdot \vartheta = I \cdot \alpha_i \cdot \frac{U_i}{h_s} + U_i \cdot (\vartheta - t_i) \quad (\text{Ecuación 6.22})$$

Si  $h_v$  es el coeficiente por convección de la cámara del vidrio doble, podría considerarse que  $h_s = 2 \cdot h_v$ , según ASHRAE (1993).

El flujo al ambiente exterior se puede expresar como:

$$\frac{\dot{Q}_2}{S} = I \cdot \alpha_o \cdot \frac{U_o}{h_s} + U_o \cdot (\vartheta - t_o)$$

La cantidad de calor absorbido por el vidrio doble será:

$$\frac{\dot{Q}_1}{S} + \frac{\dot{Q}_2}{S} = I \cdot \alpha_i \cdot \frac{U_i}{h_s} + I \cdot \alpha_o \cdot \frac{U_o}{h_s} + (U_i + U_o) \vartheta - U_i \cdot t_i - U_o \cdot t_o$$

Aplicando los valores de  $\vartheta$ ,  $U_o$  y  $U_i$  resulta:

$$\frac{\dot{Q}_1}{S} + \frac{\dot{Q}_2}{S} = I \cdot (\alpha_o + \alpha_i)$$

Recordemos que, en el caso del vidrio simple con absorbancia  $\alpha$ , el calor absorbido es  $I \cdot \alpha$ . Así, en caso de equivalencia entre los vidrios puede considerarse como:

$$\alpha = \alpha_o + \alpha_i \quad (\text{Ecuación 6.23})$$

El vidrio simple equivalente al doble tendrá una transmitancia  $\bar{\tau}$  igual a la del vidrio doble, y la absorbancia será la suma de los valores  $\alpha_o$  y  $\alpha_i$  correspondientes a las absorbancias de las dos hojas (exterior e interior) del vidrio doble.

El análisis planteado de la doble fachada supone que los valores de las temperaturas superficiales de los vidrios son iguales a las temperaturas interiores (se desprecia su resistencia térmica). En el caso de un vidrio doble, la temperatura interior de la cámara será  $t = \vartheta$ , ya que no hay ventilación. Esta temperatura no se puede considerar igual a la superficial en el vidrio exterior e interior de la composición doble.

Si  $h_s$  es el coeficiente de convección en el exterior del vidrio exterior (cara 1),  $h_i$  es el que corresponde a la cara exterior del vidrio interior (cara 4) y  $h_v$  es el coeficiente de convección en la cámara, se tendrán unos flujos de calor entre la cámara y el local interior, así como entre la cámara y el ambiente exterior:

$$\dot{\Phi}_1 = h_v(\vartheta - t_{vi}) = h_i(t_{vi} - t_i) = h'_i(\vartheta - t_i) \quad (\text{Ecuación 6.24})$$

$$\dot{\Phi}_2 = h_v(\vartheta - t_{vo}) = h_s(t_{vo} - t_o) = h'_s(\vartheta - t_o) \quad (\text{Ecuación 6.25})$$

Considerando  $h'_i$  y  $h'_s$  los coeficientes por convección en las dos caras del vidrio simple equivalente, se tiene que:

$$h'_i = \frac{h_i \cdot h_v}{h_i + h_v} \quad \text{y} \quad h'_s = \frac{h_s \cdot h_v}{h_s + h_v}$$

Considerando estos coeficientes equivalentes, el balance térmico en la doble fachada para una ventilación de  $\dot{m}$  (kg/s) de aire, queda:

$$h_s(t_{vo} - t) \cdot dS + h'_s(t_{vi} - t) \cdot dS = c_p \cdot \dot{m} \cdot dt \quad (\text{Ecuación 6.26})$$

Con:

$$d\dot{Q}_1 = h'_i(t_{vi} - t) \cdot ds$$

$$d\dot{Q}_2 = h_o(t_{vo} - t_o) \cdot ds$$

$$d\dot{Q}_3 = h_s(t_{vo} - t) \cdot ds$$

$$d\dot{Q}_4 = h'_s(t_{vi} - t) \cdot ds$$

$$I \cdot \alpha_o \cdot ds = d\dot{Q}_2 + d\dot{Q}_3$$

$$I \cdot \alpha_i \cdot ds = d\dot{Q}_1 + d\dot{Q}_4$$

Del mismo modo que para el caso anteriormente expuesto, se encuentran las temperaturas de los vidrios:

$$t_{vo} = \frac{I \cdot \alpha_o + h_o \cdot t_o}{h_o + h_s} + \frac{h_s}{h_o + h_s} \cdot t = A + \frac{h_s}{h_o + h_s} \cdot t \quad (\text{Ecuación 6.27})$$

$$t_{vi} = \frac{I \cdot \alpha_i + h'_i \cdot t_i}{h'_i + h'_s} + \frac{h'_s}{h'_i + h'_s} \cdot t = B' + \frac{h'_s}{h'_i + h'_s} \cdot t \quad (\text{Ecuación 6.28})$$



Con:

$$A = \frac{I \cdot \alpha_o + h_o \cdot t_o}{h_o + h_s} \quad B' = \frac{I \cdot \alpha_i + h'_i \cdot t_i}{h'_i + h'_s}$$

Desarrollando el balance expuesto y considerando estos valores de  $t_{vo}$ ,  $t_{vi}$ ,  $A$  y  $B'$  se obtiene la temperatura máxima en la sección de salida de la DFAV:

$$t = \mathcal{G}_1 + (t_o - \mathcal{G}_1) \cdot e^{-a_1 \cdot S} \quad (\text{Ecuación 6.29})$$

Con:

$$\mathcal{G}_1 = \frac{A_1 + B_1}{h_s + h'_s - C_1} \quad a_1 = \frac{h_s + h'_s - C_1}{c_p \cdot \dot{m}}$$

Dónde:

$$A_1 = h_s \cdot \frac{I \alpha_o + h_o \cdot t_o}{h_o + h_s} \quad B_1 = h'_s \cdot \frac{I \alpha_i + h'_i \cdot t_i}{h'_i + h'_s} \quad C_1 = \frac{h_s^2}{h_o + h_s} + \frac{h_s'^2}{h'_i + h'_s}$$

y  $\alpha = \alpha_o + \alpha_i$  la absorbancia del vidrio simple equivalente.

Del mismo modo, la ganancia de calor  $\dot{Q}_1$  se puede expresar como:

$$\dot{Q}_1 = h'_i (B' - t_i) \cdot S + \frac{h'_i \cdot h'_s}{h'_i + h'_s} \left[ \mathcal{G}_1 \cdot S + \frac{(\mathcal{G}_1 - t_o)}{a_1 \cdot S} (e^{-a_1 \cdot S} - 1) \cdot S \right] \quad (\text{Ecuación 6.30})$$

Cuando el caudal de ventilación es muy importante, esta ganancia de calor resulta:

$$\dot{Q}_1 = I \cdot \alpha_i \cdot \frac{h'_i}{h'_i + h'_s} \cdot S + U'_i (t_o - t_i) \cdot S \quad (\text{Ecuación 6.31})$$

Dónde:

$$U'_i = \frac{h'_i \cdot h'_s}{h'_i + h'_s}$$

Si el caudal de ventilación es  $\dot{m} = 0$  (kg/s), la ganancia de calor  $\dot{Q}_1$  será:

$$\dot{Q}_1 = I \cdot \alpha_o \cdot \frac{U}{h_o} \cdot S + I \cdot \alpha_i \cdot U \left( \frac{1}{h_o} + \frac{1}{h_s} + \frac{1}{h'_s} \right) \cdot S + U \cdot (t_o - t_i) \cdot S \quad (\text{Ecuación 6.32})$$

Con el valor de  $U$ :

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_o} + \frac{1}{h_s} + \frac{1}{h'_s} + \frac{1}{h'_i}$$

Conociendo el valor de los coeficientes  $h'_i$  y  $h'_s$  se puede realizar el cálculo de los coeficientes  $U$  y  $U_a$  incorporar en las expresiones del factor solar y en las que evalúan la parte convectiva de la radiación en la doble fachada. Así, expresando por  $\alpha$  la absorbancia del vidrio interior (vidrio simple equivalente al doble real) y por  $\alpha_o$  la absorbancia del vidrio simple exterior de la doble fachada, se tendrá:

▪ **Caso Doble fachada muy ventilada:**

Factor solar: 
$$FS = \bar{\tau} + \alpha \cdot \frac{h'_i}{h'_i + h'_s}$$

Parte convectiva: 
$$U_i \cdot (t_o - t_i)$$

Con: 
$$\frac{1}{U_i} = \frac{1}{h'_i} + \frac{1}{h'_s}$$

▪ **Caso Doble fachada sin ventilación:**

Factor solar: 
$$FS = \bar{\tau} + \alpha_o \cdot \frac{U}{h_o} + \alpha \cdot U \cdot \left( \frac{1}{h_o} + \frac{1}{h_s} + \frac{1}{h'_s} \right)$$

Parte convectiva: 
$$U \cdot (t_o - t_i)$$

Con: 
$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_o} + \frac{1}{h'_i} + \frac{1}{h_s} + \frac{1}{h'_s}$$

▪ **Doble fachada ventilada (caso general):**

El valor exacto se obtendrá a partir de la ecuación:

$$Q_1 = h_i(B - t_i)S + \frac{h_i h_s}{h_i + h_s} \left[ \theta \cdot S + \frac{(\theta - t_o)}{a \cdot S} (e^{-a \cdot S} - 1) S \right]$$

Haciendo que: 
$$FS = \frac{Q_1 + q_T - q_C}{I \cdot S}$$

Siendo: 
$$q_T = \tau I \cdot S \quad q_C = U \cdot S(t_o - t_i)$$

#### 6.2.4.5. Hipótesis considerando la resistencia térmica del vidrio

El modelo desarrollado en los puntos anteriores considera despreciable la resistencia térmica de los vidrios de la doble fachada, con lo cual los resultados de temperatura obtenidos son una aproximación a la temperatura media de cada vidrio, pero no se corresponden con las temperaturas superficiales de los mismos.

En caso que quieran estimarse dichas temperaturas, es necesario considerar la resistencia térmica  $R_v$  de los vidrios, de manera que será necesario modificar los coeficientes de transmisión de calor por convección y radiación, así como los coeficientes globales. En la notación escogida, los coeficientes  $h_o$ ,  $h_i$ ,  $h_s$  y  $h'_s$  se convierten en los coeficientes  $k_o$ ,  $k_i$ ,  $k_s$  y  $k'_s$ . Las relaciones que se establecen entre ambos son las siguientes:

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_o} + R_v + \frac{1}{h'_s} + R_v + \frac{1}{h_i}$$

$$\frac{1}{U_i} = \frac{1}{h'_s} + R_v + \frac{1}{h_i} \quad \frac{1}{k_o} = \frac{1}{h_o} + \frac{R_v}{2} \quad \frac{1}{k'_s} = \frac{1}{h'_s} + R_v \quad \frac{1}{k_s} = \frac{1}{h_s} + \frac{R_v}{2}$$

Es necesario considerar que los flujos de calor se cuentan desde el centro de cada uno de los vidrios, donde se dan unas temperaturas medias  $t_{vo}$  y  $t_{vi}$ , que son las que se determinan con las ecuaciones 6.6 y 6.7. El esquema de los flujos de calor y las temperaturas es el siguiente:

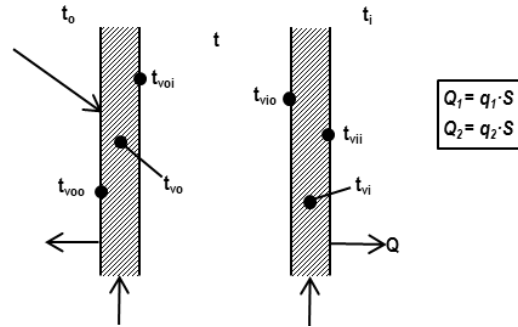


Figura 6.5. Esquema de flujos de calor y temperaturas en el modelo considerando la resistencia térmica de los vidrios

El flujo hacia el interior del edificio por convección,  $q_t$ , es la suma de los siguientes términos:

$$\text{Parte radiante: } q_{1R} = \left[ I \cdot \alpha_o \frac{U}{k_o} + I \cdot \alpha_i \left( \frac{1}{k_o} + \frac{1}{k'_s} \right) \right] \cdot (1 + f) - I \cdot \alpha_i \frac{U_i}{k_s} \cdot f \quad (\text{Ecuación 6.33})$$

$$\text{Parte convectiva: } q_{1C} = U(t_o - t_i) \cdot (1 + f) - U_i(t_o - t_i) \cdot f \quad (\text{Ecuación 6.34})$$

Siendo los valores de  $\alpha_o$ ,  $\alpha_i$  los indicados en las ecuaciones 6.2 y 6.3, y los parámetros  $a$  y  $f$ .

$$a = \frac{(2 - C)k_s}{c_p \cdot \dot{m}} \quad f = \frac{e^{-a \cdot S} - 1}{a \cdot S}$$

Con:

$$C = \frac{k_s}{k_o + k_s} + \frac{k_s}{k_i + k_s}$$

La temperatura  $t$  en el espacio entre vidrios es función de la superficie  $S$  (según la ecuación 6.8), es decir, de la altura  $H$  de la fachada en caso de ventilación vertical o de su ancho en caso de ventilación horizontal. Si se considera un punto de la fachada donde la superficie  $S$  tenga un valor dado, se podrá considerar un  $dS$  tal que se realicen los siguientes balances:

▪ **Para el vidrio interior:**

El balance en la cara interna del vidrio interior es:

$$dq_1 = h_i(t_{vii} - t_i) = k_i(t_{vi} - t_i)$$

Con lo cual:

$$t_{vii} = t_i + \frac{k_i}{h_i}(t_{vi} - t_i)$$

(Ecuación 6.35)

Siendo:

$$t_{vi} = B + \frac{k_s}{k_i + k_s} \cdot t \quad t = \theta + (t_o - \theta) \cdot e^{-aS}$$

$$A = \frac{I\alpha_o + k_o t_o}{k_o + k_s} \quad B = \frac{I\alpha_i + k_i t_i}{k_i + k_s} \quad \theta = \frac{A + B}{2 - C}$$

Con el valor de  $t$  correspondiente a la superficie  $S$  considerada, se realiza en balance en la cara exterior del vidrio interior, obteniéndose:

$$dq_4 = h_i(t_{vio} - t) = k_s(t_{vi} - t)$$

Con lo cual:

$$t_{vio} = t + \frac{k_s}{h_i} \left( B + \frac{k_s}{k_i + k_s} t - t \right) \quad (\text{Ecuación 6.36})$$

▪ **Para el vidrio exterior:**

Del mismo modo, el balance en la cara externa del vidrio exterior es:

$$dq_2 = h_o(t_{voo} - t_o) = k_o(t_{vo} - t_o)$$

Con lo cual:

$$t_{voo} = t_o + \frac{k_o}{h_o} (t_{vo} - t_o) \quad (\text{Ecuación 6.37})$$

Siendo:

$$t_{vo} = A + \frac{k_s}{k_o + k_s} \cdot t$$

Y el balance en la cara interior del vidrio exterior, con el valor de  $t$  correspondiente a la superficie  $S$  considerada, es:

$$dq_3 = h_s(t_{voi} - t) = k_s(t_{vo} - t)$$

Con lo cual:

$$t_{voi} = t + \frac{k_s}{h_s} \left( A + \frac{k_s}{k_o + k_s} t - t \right) \quad (\text{Ecuación 6.38})$$

#### 6.2.4.6. Estimación de los coeficientes de transmisión de calor combinados para el caso de estudio

En las modelizaciones presentadas se ha considerado la utilización de coeficientes de transmisión de calor combinados (convección + radiación) fijos para las diferentes zonas del modelo (exterior, entrepíel e interior). Esta simplificación permite determinar expresiones simplificadas para determinar temperaturas y flujos de calor, pero puede inducir a errores importantes, ya que los coeficientes de transmisión de calor son dependientes de las temperaturas alcanzadas. Con el objetivo de estimar el error que se puede llegar a cometer debido a este aspecto, se han calculado los rangos entre los que se mueven los coeficientes de transmisión de calor por convección y radiación, para diferentes saltos térmicos (coherentes con los que se producirán en la DFAV analizada) según diversas fuentes consultadas.

Estas fuentes son, por un lado, el estándar ASHRAE (en sus expresiones para grandes superficies y para paneles de vidrio de dimensiones estándar, ambas presentes en el capítulo *Fenestration*) y, por otro, los modelos teóricos utilizados por el software TAS (tanto los teóricos reales en los que se basa como las simplificaciones de dichos modelos, que son las que realmente utiliza en sus cálculos internos). Los resultados se muestran a continuación, separados en la parte convectiva y la parte radiante del coeficiente de transmisión de calor:

▪ **Parte convectiva del coeficiente de transmisión de calor:**

- TAS “teórico” (Alamdari y Hammond 1983):

$$h = \left[ \left( 1,50 \left( \frac{\Delta t}{L} \right)^{1/4} \right)^6 + \left( 1,23 \Delta t^{1/3} \right)^6 \right]^{1/6}$$

Para  $L = 3$  metros (altura del panel de vidrio, asimilable a la altura de planta considerada), en función del salto térmico se tiene:

$\Delta T$	$h_c$
1°C	1,33
3°C	1,87
10°C	2,73

Tabla 6.1. Coeficiente de convección para diferentes saltos térmicos según Alamdari y Hammond

- TAS “aproximado”:

$$h = h^H + 1,23 \Delta t^{1/3}$$

Con  $H$  la altura de planta:

$$h^H = \frac{1}{\left( 670.656 H^6 + 120.43 H^{8.7} \right)^{1/6}}$$

Para  $H = 3$  metros, en función del salto térmico se tiene:

$\Delta T$	$h_c$
1°C	1,32
3°C	1,86
10°C	2,74

Tabla 6.2. Coeficiente de convección para diferentes saltos térmicos según simplificación de Alamdari y Hammond

- ASHRAE:

$$h = 1,42 \left( \frac{\Delta t}{L} \right)^{0,25}$$

Para  $L = 3$  metros, en función del salto térmico se tiene:

$\Delta T$	$h_c$
1°C	1,08
3°C	1,42
10°C	1,92

Tabla 6.3. Coeficiente de convección para diferentes saltos térmicos según ASHRAE

- ASHRAE grandes superficies:

$$h = 1,31\Delta t^{1/3}$$

En función del salto térmico se tiene:

$\Delta T$	$h_c$
1°C	1,31
3°C	1,89
10°C	2,82

Tabla 6.4. Coeficiente de convección para diferentes saltos térmicos según ASHRAE para grandes superficies

▪ **Parte radiante del coeficiente de transmisión de calor:**

De manera general, el coeficiente de transmisión de calor por radiación puede expresarse como:

$$h_r = \varepsilon \cdot \sigma \frac{T_1^4 - T_2^4}{T_1 - T_2}$$

Con  $\varepsilon = 0,85$  para vidrios estándar y  $\sigma = 5,67 \cdot 10^{-8} W / m^2 K^4$ .

Para los saltos térmicos antes indicados, en función de las temperaturas  $T_1$  y  $T_2$  se tiene:

$\Delta T$	$T_1$	$T_2$	$h_r$
1°C	20°C	19°C	4,82
	26°C	25°C	5,13
3°C	26°C	23°C	5,08
	20°C	17°C	4,78
10°C	26°C	16°C	4,90
	20°C	10°C	4,60

Tabla 6.5. Coeficiente de radiación para diferentes saltos térmicos y temperaturas  $T_1$  y  $T_2$

▪ **Coeficiente global (convectivo + radiante):**

Los rangos entre los que se mueve el coeficiente de transmisión de calor global para los saltos térmicos habituales en el caso que nos ocupa, según las diferentes fuentes consultadas, son los siguientes:

$\Delta T$	TAS exacto	TAS aproximado	ASHRAE (L=3m)	ASHRAE grandes superficies
1°C	6,15-6,46	6,14-6,45	5,90-6,21	6,13-6,44
3°C	6,65-6,95	6,64-6,94	6,20-6,50	6,67-6,97
10°C	7,33-7,63	7,34-7,64	6,52-6,82	7,42-7,72

Tabla 6.6. Rangos de variación de los coeficientes de transmisión de calor en función del salto térmico, para las diferentes fuentes consultadas

Que, como se ve, son bastante uniformes, independientemente de la fuente consultada, moviéndose entre valores de 6 y 7,5 W/m<sup>2</sup>K.

### 6.2.5. Conclusiones

- El análisis de la doble fachada realizado indica que la ganancia de calor en el interior del edificio se compone de dos partes: una debida directamente al efecto de la radiación solar, caracterizada por un valor del factor solar del conjunto de la doble fachada, y una segunda debida a la transmisión de calor por conducción y convección, responsable del calentamiento de los vidrios de la fachada.
- El factor solar de la doble fachada es función de los coeficientes de convección en el conjunto de la fachada, de las absorbancias de los dos elementos de vidrio y del grado de ventilación de la doble fachada a través de la relación entre el caudal másico de aire y la superficie frontal de la fachada.
- El factor solar es máximo en ausencia de ventilación, y disminuye al aumentar el caudal de ventilación. A partir de un valor relativamente alto de ventilación, sin embargo, el factor solar se mantiene muy constante o con poca variación.
- En el caso de ventilación de la entrepíel muy elevada, tan sólo son importantes las características del vidrio interior.
- El coeficiente de transmisión de calor por conducción y convección puede tener un valor mínimo en el caso de ventilación nula, valor que se corresponde con el del conjunto de elementos que forman la fachada (vidrio exterior y vidrio interior). El valor del coeficiente va creciendo con el incremento de la ventilación, de manera que cuando ésta tiende a infinito, su valor es igual al del conjunto del vidrio interior.
- Cuando hay poca ventilación las emitancias de los dos elementos de vidrio exterior e interior pueden ser relevantes, ya que repercuten sobre los coeficientes de convección en el espacio entre vidrios. La emisividad del vidrio no es importante cuando la ventilación es muy elevada.
- Cuando la doble fachada tiene un vidrio doble en la piel interior han de modificarse los coeficientes  $U$  y  $U_i$  para tener en cuenta el efecto del vidrio simple equivalente.
- Cuando  $\Delta t < 0$  (invierno meteorológico), si la carga debida a radiación es predominante (superior a la pérdida por convección) será conveniente ventilar al máximo la doble fachada para que la carga global  $q_T$  sea lo menor posible.
- En el caso que  $\Delta t < 0$  pero que la carga debida a la radiación solar no sea predominante, se puede encontrar un caudal de ventilación que haga nula la carga global  $q_T$ , de manera que a efectos térmicos la fachada desaparece. Este caudal será inferior al indicado como máximo práctico.
- La combinación de una doble fachada y un sistema de caudal de aire variable para la climatización del edificio puede potenciar las ventajas energéticas de este sistema de tratamiento de aire, ya que la anulación del efecto térmico de la fachada cuando  $\Delta t < 0$  permite evitar el consumo de energía en calefacción.
- En régimen de verano la fachada ha de limitar al máximo la entrada de la radiación solar (factor solar pequeño) y, de manera secundaria, minimizar la entrada de calor por conducción y convección. La doble fachada, pues, debe ser ventilada. El valor del caudal de ventilación estará vinculado a la orientación de la fachada, la latitud del edificio (valor de la radiación solar) y a los valores de los coeficientes de transmisión de calor por conducción y convección.
- El análisis realizado no permite observar diferencias entre un flujo de aire de ventilación vertical y uno horizontal.

- La hipótesis de considerar la resistencia térmica de los vidrios como no despreciable permite estimar las temperaturas superficiales de sus caras exterior e interior.
- El análisis de los coeficientes de transmisión de calor combinados, según diferentes fuentes consultadas, permite afirmar que, para los saltos térmicos que se tendrán en las condiciones operativas estándar de la DFAV, es posible utilizar un coeficiente combinado fijo sin cometer un error de cálculo muy elevado.

## 6.3. RESOLUCIÓN NUMÉRICA. SIMULACIÓN TÉRMICA Y ENERGÉTICA EMPLEANDO UN ENFOQUE ZONAL

### 6.3.1. Herramienta utilizada

El estudio se ha realizado mediante la aplicación informática TAS (*Thermal Analysis Software*), que es una herramienta para el análisis del comportamiento térmico estacional del edificio que permite estudiar el diseño del mismo y analizar posibles alternativas de mejora y eficiencia energética. Asimismo, permite la optimización del diseño arquitectónico y constructivo teniendo en cuenta todos los parámetros físicos que conforman el edificio.

### 6.3.2. Bases de cálculo de la herramienta utilizada

La herramienta informática TAS, empleada para la realización de este estudio, es un software que simula el comportamiento térmico dinámico de los edificios y sus sistemas, integrando los flujos de aire naturales y forzados que se desarrollan en él, y empleando un enfoque zonal del edificio. También dispone de un módulo denominado *Ambiens*, que es un paquete de CFD en 2D sencillo y robusto que permite analizar variaciones de las condiciones ambientales en una sección del espacio simulado.

TAS funciona resolviendo las ecuaciones de flujo y de transferencia de calor en las zonas analizadas, utilizando unas condiciones de contorno hora a hora establecidas para un año tipo según la localización y orientación del modelo. El conjunto de estas ecuaciones describen los procesos de transferencia másica, transferencia de cantidad de movimiento y transmisión de energía, que definen la física fundamental de la transferencia de calor. Los procesos que tiene en cuenta el programa son los siguientes:

#### ▪ Conducción:

La conducción a través de la estructura del edificio se trata de forma transitoria a lo largo del tiempo, usando un método derivado de la técnica del factor de respuesta del estándar ASHRAE. Mediante un procedimiento iterativo se calculan los flujos de calor por conducción en las superficies de los muros, paredes, ventanas, etc., en función del tiempo y de la temperatura del instante anterior. Este proceso se aplica al edificio mediante la descripción detallada de las características térmicas de todos los cerramientos. El software asume una transmisión de calor unidimensional a través de los elementos constructivos y no tiene en cuenta variaciones en la conductividad que pueden producirse en dichos elementos a causa de ciclos de cambios de humedad.

#### ▪ Convección:

La convección en las superficies del edificio y en los espacios interiores se trata utilizando una combinación de relaciones empíricas y teóricas (según el estándar ASHRAE) que relacionan el flujo térmico por convección con la diferencia de temperaturas y la orientación de las superficies. En el caso de la convección externa, está relacionada con la velocidad del viento y la dirección predominante de éste en cada instante.



- **Radiación:**

El intercambio de calor por radiación de onda larga se modela utilizando la ley de Stefan-Boltzman, así como con las emisividades superficiales de los materiales y estructuras que componen el edificio. La radiación solar, calculada a partir de los datos proporcionados por el archivo climático, se divide en sus componentes directos y difusos, y se calculan los flujos incidentes en las diferentes zonas del modelo basándose en la posición del sol y en modelos empíricos de radiación celeste. La radiación absorbida, reflejada y transmitida por cada elemento constructivo se calcula a partir de las propiedades termofísicas del mismo.

- **Incrementos térmicos internos:**

Estos incrementos térmicos, entre los que se incluyen los procedentes de la iluminación, los equipos y los ocupantes del edificio, así como los relacionados con la infiltración, la ventilación y el funcionamiento de la planta de climatización, se agrupan en perfiles y se aplican a las diferentes zonas del modelo. Todos estos incrementos térmicos son modelados de manera que en la resolución se separan en sus componentes convectivos y radiantes. Durante la simulación, la fracción radiante de la ganancia de calor sensible se distribuye entre las superficies interiores de la zona según la emisividad (ponderada en función del área) de cada una de ellas. Por su parte, la fracción convectiva de cada una de las ganancias de calor sensible se incorpora directamente al aire de la zona.

Las infiltraciones, la ventilación y el movimiento del aire entre las diferentes zonas del edificio provocan una transferencia de calor entre las masas de aire, que depende del flujo másico que se desplaza, de las diferencias de temperatura y de la capacidad calorífica del aire.

En relación con el diseño de la planta de calefacción y refrigeración, éstas se representan mediante la capacidad de la planta, los puntos de ajuste y las condiciones máximas y mínimas de operación. Al igual que las ganancias térmicas, las entradas de la planta pueden tener una fracción radiante y otra convectiva, en función del tipo de equipo que se esté considerando.

Al comenzar una simulación, el estado térmico de todos los componentes del edificio se **inicializa** con una condición de estado estacionario, determinada según la temperatura del aire exterior para la primera hora de la simulación –leída por el programa del archivo climático– para unas condiciones de temperatura interior de 18°C. Además, cada simulación debe incluir un período de **preacondicionamiento** de 10 días o más, para asegurar que el efecto de las condiciones iniciales en las que se encuentra el edificio es despreciable al inicio del periodo de simulación. El número de días de preacondicionamiento necesario para obtener resultados correctos varía en función del tipo de material empleado en los componentes del edificio y de las condiciones internas.

Las bases teóricas completas, en las que se muestran las ecuaciones empleadas por el programa para llevar a cabo las simulaciones, pueden consultarse en el documento *A-Tas Theory Manual* (2001). Un resumen de las ecuaciones y los balances realizados puede encontrarse en el Anexo B.

### 6.3.3. Metodología de trabajo con el programa TAS

El software TAS está compuesto por tres módulos diferenciados (modelización, simulación y visualización de resultados), que deben seguirse de manera secuencial para la realización de cualquier estudio de simulación térmico-energética.

En primer lugar es necesario crear un modelo 3D del edificio reproduciendo sus características arquitectónicas básicas mediante el modelador de la aplicación.

Asimismo debe especificarse la orientación y la localización geográfica del edificio, mediante la definición de su orientación respecto al norte y de su latitud y longitud. De este modo es posible calcular con detalle el grado de exposición solar del edificio y las proyecciones de sombras a lo largo de todas las horas del año.

En la construcción del modelo 3D han de crearse las diferentes tipologías de elementos constructivos que definen el edificio (fachadas, forjados, acristalamientos, perfilerías, cubiertas, particiones interiores, etc.) y seguidamente se han de asignar a cada una de las superficies modeladas. Del mismo modo se han de definir las protecciones solares exteriores en caso de existir éstas.

Una vez creada la geometría del modelo, se zonifican los diferentes espacios a analizar. De este modo se puede tratar cada una de las zonas de forma independiente y posteriormente también se podrán analizar los resultados de cada una de ellas.

En la Figura 6.6 se muestran diferentes imágenes del modelo realizado: la vista 3D del modelo concreto, la del módulo de estudio, una vista frontal de la zonificación y una vista en planta de la zona del módulo de estudio.

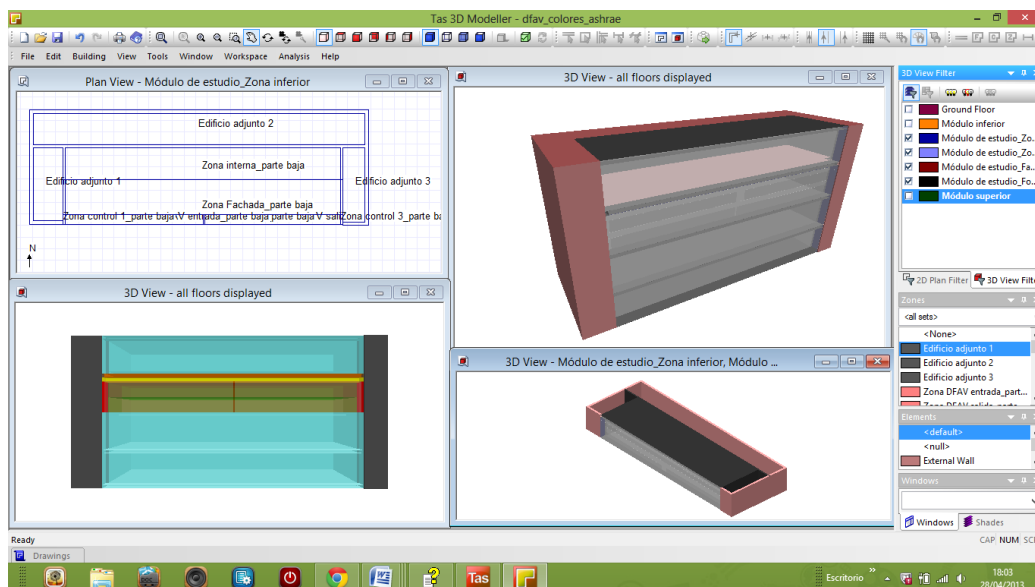


Figura 6.6. Modelador del edificio: proceso de creación del modelo 3D

Finalizado el modelo 3D, se realiza el cálculo de las proyecciones de sombras sobre el edificio para los 365 días del año y se exporta toda la información del modelo al programa de simulación propiamente dicho.

Una vez en este módulo, se han de definir el resto de parámetros necesarios para poder llevar a cabo la simulación del comportamiento térmico y energético del edificio. Estos parámetros son:

- A cada uno de los elementos constructivos creados en el modelo 3D se le asigna el conjunto de capas de materiales que lo definen. Para ello, previamente se deberá crear cada uno de estos materiales introduciendo sus propiedades físicas (densidad, conductividad térmica, calor específico, emisividad, propiedades ópticas...). De este modo cada uno de los cerramientos quedará definido por su coeficiente de transmisión térmica, peso, desfase térmico y factor solar –en el caso de los vidrios–, entre otros parámetros.

- Se asignan unos perfiles de ocupación, iluminación, equipamiento eléctrico e infiltración y ventilación a cada una de las zonas definidas.
- A las zonas acondicionadas se le asignan unas condiciones ambientales a mantener (temperatura y humedad) y se definen los horarios en los que se deberán garantizar dichas condiciones. Así se consigue simular la aplicación del sistema de climatización.
- Se definen las aberturas, tanto a nivel dimensional como operacional. De este modo se definen los patrones de ventilación natural que tendrá el edificio.
- Se definen los patrones de ventilación mecánica, mediante la creación de unos elementos denominados *IZAMS*, a través de los cuales se establece la cantidad de aire en kg/s que se introducirá y/o extraerá de cada zona concreta del modelo.
- Se aplica una base de datos con valores climáticos horarios para la localidad seleccionada con objeto de conocer hora a hora las condiciones climáticas en el exterior del edificio a nivel de temperatura, humedad, radiación solar y dirección y velocidad del viento.

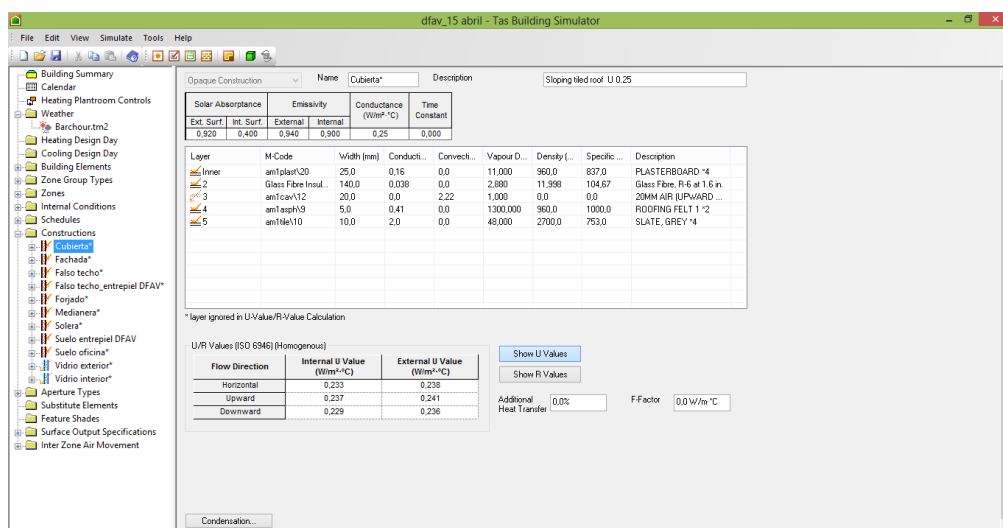


Figura 6.7: Programa de simulación. Definición de los elementos constructivos

Una vez introducida toda la información necesaria, se inicia el proceso de cálculo en el que se simulan los fenómenos de transmisión térmica entre las diferentes zonas analizadas y el exterior del edificio. Para ello, se resuelven las ecuaciones de flujo y de transferencia de calor en las zonas de estudio, utilizando unas condiciones de contorno hora a hora establecidas para el año tipo analizado.

Una vez realizada la simulación, se procede a visualizar los resultados obtenidos mediante el tercer módulo del programa, donde se puede seleccionar tanto qué datos queremos visualizar, como la manera de agruparlos (individualmente, por superficies, de manera zonal, multizonal o global para todo el modelo, etc.), como el modo de visualización (gráfico o por tablas). Estos resultados pueden exportarse a un archivo Excel para facilitar el trabajo con ellos; el programa también dispone de ciertas macros ya implementadas en Excel, para facilitar algunos análisis habituales.

La Figura 6.8 muestra las zonas que componen un grupo de salida, mientras que la Figura 6.9 muestra los resultados de la zona correspondiente a la DFAV del módulo de estudio (temperaturas de la zona, superficiales del vidrio interior, así como los valores de ganancia solar, convección y conducción a través del vidrio interior) para un día de verano.

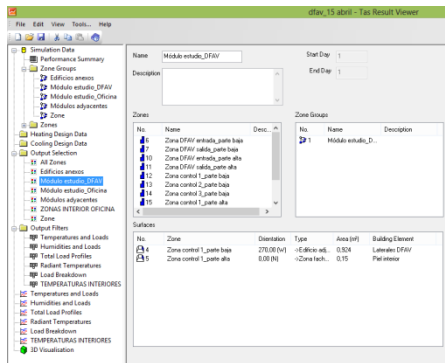


Figura 6.8: Zonas del grupo de salida de la DFAV del módulo de estudio

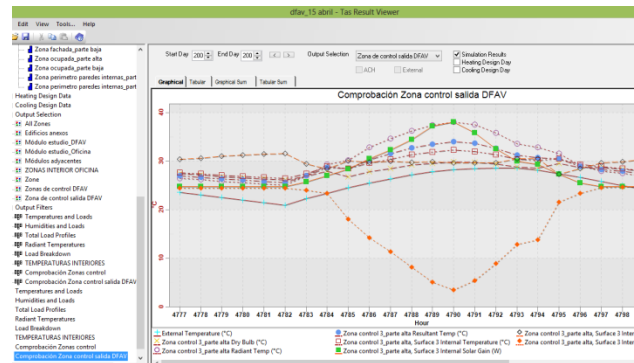


Figura 6.9: Resultados obtenidos para la zona de la DFAV del módulo de estudio

### 6.3.4. Modelo a analizar

En los siguientes puntos se presentará la DFAV a analizar, teniendo en cuenta que se ha intentado definir una fachada estándar representativa que se ajuste a los parámetros característicos de los edificios de oficinas, así como a los condicionantes locales de la ubicación seleccionada. Debido a esto, el modelo de referencia no presenta singularidades que puedan afectar a los resultados obtenidos; al contrario, se ha elegido un diseño constructivamente sencillo, en el cual se ha instalado un modelo de DFAV también habitual que, pese a cumplir con los requerimientos mínimos establecidos por las reglamentaciones de aplicación y tener buenas prestaciones, no tiene porqué presentar un comportamiento térmico y energético óptimo. Esto concede posibilidades de mejora posteriores, para así conseguir el objetivo planteado: el diseño de una fachada óptima a través de la modificación de parámetros vinculados al sistema de ventilación de la entrepiel.

#### 6.3.4.1. Localización del edificio

La ciudad escogida para la localización del edificio de estudio es Barcelona, que se encuentra situada en el noreste de la Península Ibérica, a orillas del mar Mediterráneo, tal y como puede observarse en la Figura 6.10.



Figura 6.10: Localización de Barcelona en Europa

Barcelona presenta unas coordenadas de latitud  $41,23^\circ$  y longitud  $2,11^\circ$ , y se encuentra situada a una altura sobre el nivel del mar de 12,5m –tomando como referencia la Plaça de Sant Jaume–. La ubicación exacta del edificio en la ciudad de Barcelona no es necesaria para el estudio a realizar y, por lo tanto, no es objeto a desarrollar en el presente trabajo. El software mediante el que se simulará el edificio trabaja con una base de datos climática asociada a la localización (según los valores de latitud, longitud y altitud), que dispone de valores horarios como la radiación solar global y difusa, la temperatura exterior del aire, la humedad relativa y la velocidad y dirección del viento. Estos valores se verán ligeramente modificados al cambiar la

localización del edificio dentro de la ciudad de Barcelona; sin embargo, debido a la escasa diferencia existente entre estos parámetros para los diferentes puntos susceptibles de ser una localización adecuada para el edificio analizado, la elección de uno u otro escenario no provocará diferencias significativas de comportamiento del mismo.

#### ▪ Climatología:

La ciudad de Barcelona está afectada por el clima mediterráneo, caracterizándose por sus inviernos templados y sus veranos relativamente calurosos y con un alto grado de humedad. Así por ejemplo, y según datos del Servei Meteorològic de Catalunya para el año 2011, la temperatura media anual fue de 15,4°C, la precipitación media anual fue de 905,7 mm (repartida en 92 días de lluvia), la humedad relativa fue del 67% y la media anual de radiación horizontal diaria fue de 15,5 MJ/m<sup>2</sup> (datos del Observatori Fabra). El principal problema en los edificios ubicados en Barcelona, a nivel de climatización, se produce durante los periodos intermedios (primavera y otoño), de gran variabilidad climática, en los que una parte del edificio puede presentar demanda de refrigeración y otra presentar demanda de calefacción.

Para realizar una simulación precisa del comportamiento energético de los edificios es necesario disponer de los datos aportados por los archivos climáticos. Estos archivos contienen los datos recogidos de las estaciones meteorológicas, que son tratados y posteriormente compilados y reunidos en una base de datos, dando lugar a un año típico meteorológico que incluye datos horarios de diversos parámetros. Generalmente, un archivo climático incluye datos sobre la temperatura de aire seco, la temperatura de bulbo húmedo, la humedad relativa, la presión atmosférica, la velocidad y dirección del viento, la radiación solar directa y difusa y la radiación global.

Para preparar el archivo climático de una localidad en concreto se necesitan los datos horarios de al menos 10 años, que son analizados con el fin de determinar los valores medios de cada mes. Se selecciona a continuación el mes más representativo de todos, que pasará a constituir un mes de los datos horarios anuales. El primero y último día de cada mes se modifican para hacer más suaves las transiciones de un mes a otro. Cada localidad es definida además por su longitud, altitud y por su altura sobre el nivel del mar.

El formato estándar para los archivos climáticos, que ha sido desarrollado por la mayoría de las sociedades encargadas de su realización –como ASHRAE–, es el llamado TMY2 (*Typical Meteorological Year 2*). Los diferentes programas de simulación usan distintas extensiones y formatos de archivos climáticos, incluyendo un programa de conversión capaz de traducir el archivo base TMY2. Así, por ejemplo, el software empleado para la simulación energética del edificio de estudio, EDSL TAS, puede trabajar con archivos climáticos en formato EPW (*Energy Plus*), además de directamente con archivos tipo TMY2.

Estos archivos climáticos son tramitados, por países y regiones, a través de la Organización Mundial Meteorológica (*World Meteorological Organization*). Los datos para España son desarrollados por dos fuentes o institutos: los desarrollados por la *Spanish Weather for Energy Calculations* (SWEC) y por el *International Weather for Energy Calculations* (IWECC), el primero desarrollado por la Escuela Técnica Superior de Ingenieros de la Universidad de Sevilla, y el segundo por ASHRAE. Los datos de IWECC son los más recomendados y fiables, ya que en los archivos SWEC faltan los datos de viento (Giménez 2011).

Para simular el comportamiento térmico del edificio de estudio se ha utilizado la base climática de Barcelona para un año típico, obtenida a través de Meteonorm (*Global*

*Meteorological Database for Solar Energy and Applied Meteorology*). Esta herramienta utiliza modelos de interpolación para, a partir de los datos meteorológicos disponibles de diferentes estaciones, calcular los parámetros climáticos mensuales asociados a cualquier localización mundial. A partir de estos valores mensuales, Meteonorm calcula los valores horarios para todos los parámetros usando un modelo estocástico. La serie resultante se corresponde con un “año típico”, utilizado para diseñar el sistema. El archivo climático obtenido mediante Meteonorm –que posteriormente se ha exportado a TAS–, es un archivo de IWECC, con extensión TMY2.

#### **6.3.4.2. Entorno y orientación del edificio**

La orientación solar de un edificio es un factor de gran influencia en su comportamiento termoenergético. Por ello uno de los objetivos de las simulaciones realizadas, como ya se ha comentado con anterioridad, es analizar la influencia de las diferentes orientaciones en la demanda energética, tanto anual como estacional, del edificio de estudio. Y, por consiguiente, también se analizará la influencia de la orientación en las necesidades de ventilación de la entreciel de la doble fachada, al estar este parámetro directamente relacionado con la demanda energética del edificio.

Es de suponer que las orientaciones con mayor nivel de incidencia solar serán más críticas. Esto es debido a que, debido al predominio del vidrio en la composición arquitectónica del edificio y a su localización en un clima mediterráneo, presentará una mayor demanda de energía durante el régimen de refrigeración que durante el de calefacción. Sin embargo, es posible que las condiciones más desfavorables se den en momentos en que la radiación solar no sea la máxima pero la temperatura exterior sea más elevada; en cualquier caso, al realizar las simulaciones para cada una de las orientaciones principales mediante el programa TAS podrá indicarse exactamente cuál es el día crítico a nivel de refrigeración y de calefacción para cada caso.

En relación con el entorno del edificio, cabe indicar que el modelo desarrollado constará únicamente de una fachada, de tipología DFAV. Esta simplificación se ha llevado a cabo con el objetivo de que sea más sencillo imputar las variaciones en la demanda energética del edificio al efecto de la doble fachada, consiguiendo así optimizar el sistema de ventilación forzada de la entreciel de manera más efectiva. Se ha considerado que el estudio del resto de fachadas del edificio podría realizarse de manera análoga al presentado. A pesar de tratarse de una simplificación, un modelo que conste de una única fachada –siendo ésta de configuración DFAV– puede resultar una consideración bastante realista en el caso de una ciudad como Barcelona, donde la malla urbana está densamente ocupada y es difícil disponer de un edificio aislado que conste con cuatro fachadas sobre las que actuar. Así pues, puede concluirse que el modelo realizado se corresponde en gran medida a la realidad constructiva de la ciudad.

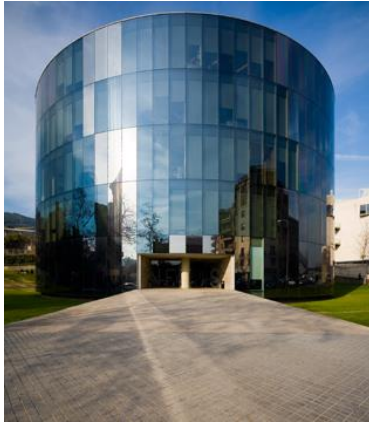


Figura 6.11. Edificio con fachada acristalada aislado



Figura 6.12. Edificio con fachada acristalada entre medianeras

#### 6.3.4.3. Definición geométrica del edificio de estudio

Para realizar las simulaciones energéticas del edificio de oficinas con DFAV se ha creado el siguiente modelo 3D del edificio con la herramienta informática TAS, que pasa a describirse de manera detallada a continuación:

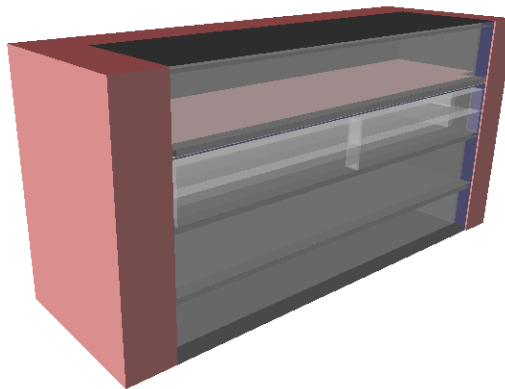


Figura 6.13. Modelo en 3D realizado con el programa TAS

##### ▪ Definición de plantas:

El modelo simula un edificio de cuatro plantas entre medianeras. La planta tercera es la que se ha considerado como planta de estudio, en la cual se ha hecho una zonificación más detallada para analizar el comportamiento termoenergético de los diferentes espacios definidos. La elección de esta planta intermedia como objeto de análisis viene dada por la voluntad de eliminar como variables de estudio las pérdidas y ganancias energéticas a través de suelos en contacto con el terreno y techos en contacto con el ambiente exterior, al presentar estos elementos transmisiones de calor importantes. De este modo, se pretende valorar únicamente el efecto de la fachada sobre la demanda energética de los espacios analizados.

Las medianeras se han considerado adiabáticas con objeto de eliminar las pérdidas y ganancias energéticas a través de ellas. Como el programa TAS no permite definir una pared como adiabática, se ha definido un edificio anexo al edificio de estudio, completamente opaco y con unas condiciones de cargas internas y de operación idénticas a las del edificio objeto. De este modo, se intenta garantizar que la transferencia de calor que se da entre el edificio de estudio y su entorno sea fundamentalmente a través de su fachada.



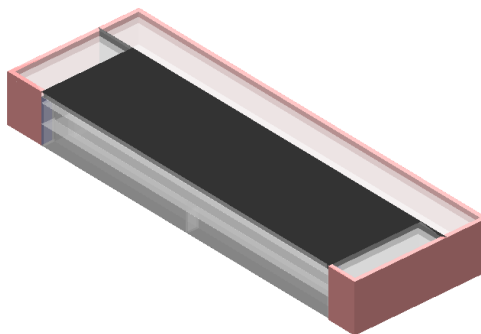


Figura 6.14. Vista 3D del módulo de estudio, con el edificio adyacente marcado en rosa

▪ **Definición del módulo de estudio:**

Se ha analizado en detalle un módulo de fachada correspondiente a una única planta del edificio, suponiendo que se tiene una DFA del tipo *Corridor façade* (es decir, con una sectorización planta a planta), de manera que se asume un comportamiento análogo en el resto de plantas. Como se ha indicado en el punto anterior, la planta analizada es central, de manera que no está afectada por las particularidades térmicas asociadas a las plantas bajas ni a las plantas cubierta.

Los parámetros constructivos y geométricos empleados en el diseño de dicho módulo se han determinado en base a la información suministrada por expertos en el área, pertenecientes a la empresa JG Ingenieros, y se corresponden con las características representativas de los edificios de oficinas presentes en el entorno de estudio. Además, se ha hecho una exhaustiva revisión de la literatura existente en el campo de las simulaciones energéticas de edificios de oficinas, para determinar si las dimensiones escogidas para el módulo de estudio eran adecuadas. Se ha encontrado que, en algunas de las referencias más importantes en el campo de la simulación energética de edificios de oficinas (Gratia y De Herde 2004, 2007), el módulo empleado es el propuesto en la Task 27 (Subtask A) de la Agencia Internacional de la Energía, (*Solar Heating and cooling Program*) sobre comportamiento solar de componentes de fachada (van Dijk 2001). Este módulo, correspondiente a una oficina de tamaño medio, tiene unas dimensiones de altura y profundidad muy similares a las escogidas para el modelo de oficina a simular. Otros autores de referencia, como Poirazis (2004), también definen los módulos de oficina a simular con dimensiones similares. Por último, se han intentado armonizar los requerimientos técnicos para las fachadas ventiladas mecánicamente con la regulación edificatoria española (CTE, Código Técnico de la Edificación), en aspectos relacionados con la eficiencia energética, el confort interno y la seguridad.

Como ya se ha mencionado, se ha buscado que el modelo a desarrollar sea simple, permitiendo que los resultados sean fácilmente atribuibles a los elementos analizados y no a una configuración compleja del edificio. Por ello, se ha diseñado un módulo de planta rectangular cuyas dimensiones se especifican a continuación:

La **altura** entre forjados del módulo es de 3,50 metros, siendo la altura libre a climatizar de 2,80 metros. El recinto interior de la oficina está delimitado por un falso techo para paso de instalaciones de 40 cm. No se ha considerado la existencia de suelo técnico, sino que simplemente se ha simulado el acabado superficial de éste, de tipo cerámico (ver apartado Características de los elementos constructivos). Se ha considerado un canto de forjado estándar para un edificio de oficinas de dimensiones medias de 30 cm. Se ha considerado por último que el falso techo no se extiende hacia el interior de la entrepiel de la doble fachada, de manera que en este caso la altura libre disponible es de 3,20 metros.



Respecto a la longitud del módulo, se ha considerado una longitud total de 24 metros, en aplicación del documento básico de seguridad contra incendios (DB-SI) del CTE. En dicho documento se establece que la distancia máxima entre los ejes verticales de dos huecos consecutivos de fachada no debe exceder los 25 metros, para permitir el acceso desde el exterior al personal del servicio de extinción de incendios. Además, en el mismo documento se fija que las dimensiones horizontal y vertical mínimas de dichos huecos deben ser 0,80m y 1,20m respectivamente. Así pues, teniendo estas limitaciones en consideración, el módulo de fachada más grande que se puede definir sin compartimentación es de 24,20 metros ( $25\text{m} - 0,80\text{m}$ ). Por simplicidad constructiva, se ha definido un módulo de longitud 24 metros, según puede verse en la Figura 6.15. Se ha optado por definir el módulo con la longitud máxima permitida por normativa, en primer lugar para reducir el número de ventiladores y extractores a instalar en la fachada para forzar el movimiento del aire y, en segundo lugar, para conseguir que el flujo de aire en la entrepíel se desarrolle y uniformice al máximo.



Figura 6.15. Vista 3D del módulo de DFAV a analizar

En relación con la **profundidad del módulo** de estudio, se ha establecido en 6 metros, después de revisar la literatura existente indicada al inicio de este punto y ver que es el valor aproximado que se utiliza, y que además coincide con la información suministrada por expertos de la empresa JG Ingenieros.

Para verificar este punto también se ha revisado el estándar ASHRAE, que define las zonas de trabajo afectadas por la fachada a nivel energético (en el sentido que son zonas dominadas por la carga solar incidente sobre la fachada) como zonas perimetrales, especificando que se extienden desde el perímetro de la fachada hasta una distancia de entre 3 y 3,60 metros hacia el interior del edificio. Esto garantizaría que, con un módulo de 6 metros de profundidad, se estaría detectando toda la influencia de la fachada en la demanda energética del espacio climatizado.

Aun así, se ha querido buscar una justificación técnica alternativa; para ello se ha calculado el alcance máximo de la radiación solar incidente a través de la fachada, para las diferentes orientaciones y los diferentes meses del año (para la localización de Barcelona). Sólo se han encontrado algunos casos en que este alcance es mayor que 6 metros, y se corresponden con situaciones no críticas a nivel de demanda de refrigeración (meses de

diciembre y horas solares con temperaturas exteriores bajas, a primera hora de la mañana). Las tablas con los resultados obtenidos para todos los casos calculados pueden verse en el Anexo C.

Respecto a la **profundidad de la entrepíel** de la DFAV, se ha considerado la necesidad de proporcionar un espacio suficiente para que las actividades de mantenimiento de la fachada puedan ser efectuadas desde el interior de la misma, de manera que la distancia mínima entre las dos pieles debe ser de unos 60 cm. Sin embargo, y para facilitar dichas operaciones de mantenimiento, se ha considerado más adecuado establecer como profundidad de la entrepíel una distancia de 80 cm.

Finalmente, y en relación a la **proporción de material transparente y opaco** en la fachada, se ha decidido definir el módulo con ambas pieles totalmente transparentes. A pesar de que tal vez no sea una de las tipologías más habituales de DFAV, ya que en numerosas ocasiones la piel interior está formada por una combinación de vidrio y material opaco en proporción variable, se ha optado por analizar el caso totalmente acristalado por considerarse el crítico a nivel de demanda energética de refrigeración —a mayor proporción de vidrio, mayor es la carga procedente de la radiación solar que puede penetrar en el edificio—. Así pues, si se obtienen resultados aceptables de eficiencia energética en esta configuración de fachada, los casos con elementos opacos deberían obtener comportamientos aún mejores.

Además, esta configuración también tiene el interés arquitectónico de cumplir totalmente con la concepción de la DFAV como elemento transparente que hace evidente el funcionamiento y la estructura del edificio. Se plantea, pues, como una opción atractiva a nivel de diseño, que debe ser optimizada energéticamente.

#### **6.3.4.4. Zonificación aplicada al modelo**

La planta en la que se llevará a cabo el estudio detallado del comportamiento termoenergético de la fachada (como todas las demás del edificio objeto) es diáfana, de manera que existe un único espacio destinado a un único uso (y, por lo tanto, las cargas internas y las condiciones de operación que se aplicarán también serán únicas). A pesar de esto, se ha procedido a realizar una zonificación más detallada, con el objetivo de analizar si existen diferencias de comportamiento térmico y energético en diferentes zonas de la planta, en función de su posición relativa respecto a la fachada. Así pues, la zonificación realizada en la planta sujeta a análisis es la siguiente:

En **altura**, el **espacio interior del edificio** se ha dividido en tres subplantas, una correspondiente a la zona ocupada y dos correspondientes a la zona de instalaciones (Falso techo) y estructura (Forjado).

En relación con las plantas correspondientes al falso techo y al forjado, se han definido de manera separada para que la modelización fuera lo más realista posible. Estos dos espacios no se ven afectados por las cargas internas de los espacios habitables, ni tampoco están sujetos a climatización, de manera que se ha buscado que no interfieran en la demanda energética global del módulo. Independizándolos se consigue que, al analizar el efecto de la fachada sobre el comportamiento termoenergético del edificio, sólo se tengan en cuenta los espacios que realmente le afectan (los que están ocupados).

En **planta**, para el **espacio interior del edificio** se han analizado dos zonificaciones diferentes (alternativas a la zonificación básica, consistente en la definición de una única zona para los espacios ocupados de cada planta):

- La primera de ellas es la propuesta por el estándar ASHRAE, que clasifica los espacios de trabajo de los edificios de oficinas según su pertenencia a dos zonas con comportamientos térmicos diferenciados: las zonas perimetrales y las zonas interiores. Según el estándar, las zonas perimetrales se extienden desde el perímetro de la fachada hasta una distancia de entre 3 y 3,6 metros hacia el interior del edificio. Se caracterizan porque están dominadas por la carga solar incidente sobre la fachada; por lo tanto, presentan cargas térmicas variables debido a la posición cambiante del sol y a las condiciones climáticas diversas. Son zonas que suelen necesitar calefacción en condiciones de invierno, lo que hace que durante ciertas temporadas una parte del edificio necesite calefacción y la otra necesite refrigeración. En cambio, las zonas interiores del edificio se extienden desde los 3 – 3,6 metros hacia el interior del edificio, y se caracterizan por estar dominadas por las cargas térmicas procedentes de los equipos, iluminación y ocupación, con lo cual su comportamiento es independiente de la fachada. Son zonas que suelen presentar necesidades de refrigeración durante todo el año.

Para reproducir esta zonificación en el modelo definido en TAS, se ha dividido el módulo de estudio en dos zonas: la zona perimetral, que se extiende desde la fachada hasta los tres metros hacia el interior del edificio, y la zona interior, que va desde los 3 hasta los 6 metros.

El programa TAS permite determinar qué porcentaje de la demanda de climatización asociada a cada zona tiene origen radiante y cuál tiene origen convectivo. Teniendo en cuenta que las ganancias solares a través de la fachada son 100% radiantes, esta zonificación nos permitirá verificar hasta qué profundidad se extiende la influencia de la fachada sobre la demanda del módulo de estudio, y si esta profundidad se corresponde con la definida por el estándar ASHRAE. Nos permitirá, asimismo, verificar si la profundidad de 6 metros definida para el módulo de estudio es suficiente para considerar toda la influencia de la fachada en la demanda de climatización, como indican todas las fuentes consultadas.

- La segunda zonificación probada es la propuesta por el RITE, que divide los espacios interiores de trabajo en una “Zona ocupada” –donde en teoría se desarrollan las actividades– y unas zonas perimetrales, consistentes en una franja de 1 metro desde la fachada hacia el interior del edificio (Zona fachada) y una franja de 0,5 metros desde las paredes interiores hacia el interior del espacio de trabajo (Zona perímetro paredes internas) –que en teoría no son las más adecuadas para alojar puestos de trabajo–.

Se analizarán los resultados obtenidos en la simulación, en relación a las temperaturas del aire, radiantes y resultantes, así como en relación con las demandas de climatización (y sus respectivas proporciones radiantes y convectivas) asociadas a esta zonificación, y se compararán con los resultados obtenidos con la zonificación propuesta por el estándar ASHRAE. El objetivo es determinar qué zonificación se ajusta más al comportamiento térmico y energético real de los espacios interiores del edificio y, proponer, en su caso, las modificaciones pertinentes.

En relación con la **entrepíel de la doble fachada**, se ha llevado a cabo una zonificación en tres zonas diferenciadas para cada una de las plantas del edificio. De estas tres zonas, dos se corresponden con secciones muy pequeñas de la fachada, y se han definido como zonas de entrada y salida del aire de ventilación que se fuerza a través de la fachada. La zona restante de la entrepiel de la doble fachada permitirá analizar con más detalle las temperaturas registradas, para detectar las orientaciones más críticas desde el punto de vista térmico y de

exposición solar, así como para comprobar cuál es el patrón de ventilación óptimo de la entrepíel.

En las Figuras 6.16 y 6.17 se muestran las dos zonificaciones propuestas para el módulo de estudio:

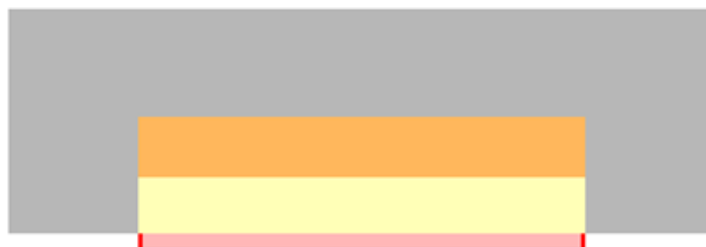


Figura 6.16. Zonificación del modelo. Vista en planta del módulo de estudio. En amarillo la zona perimetral y en naranja la zona interior, según ASHRAE. En rosa, la DFAV. En rojo, las zonas de entrada y salida de ésta. En gris, el edificio anexo.



Figura 6.17. Zonificación del modelo. Vista en planta del módulo de estudio. En marrón la zona perimetral, en amarillo la zona de fachada y en naranja la zona ocupada, según RITE. En rosa, la DFAV. En rojo, las zonas de entrada y salida de ésta. En gris, el edificio anexo.

Por su parte, el edificio adyacente se ha definido como una única zona, a la que se ha aplicado las mismas condiciones de operación y cargas internas que al edificio de estudio.

#### **6.3.4.5. Definición de las cargas internas aplicadas al modelo**

Las cargas internas que afectan al edificio son un parámetro fundamental en el consumo energético del mismo. Este factor adquiere mayor importancia si cabe en edificios de oficinas, que suelen tener una carga interna asociada a equipos, iluminación y ocupación muy elevada. Así pues, a mayor carga interna mayor será el consumo asociado al equipo de refrigeración del edificio para mantener unas condiciones interiores de confort adecuadas.

En el modelo de simulación realizado se ha definido un único patrón de funcionamiento para todos los edificios modelizados, tanto para la oficina de estudio como para el edificio anexo a ella. La correcta definición de las condiciones internas y el patrón de funcionamiento del edificio de estudio es un punto crítico en la modelización, ya que estos parámetros afectarán de manera decisiva a la demanda energética global del edificio, así como al comportamiento térmico de sus diferentes zonas y elementos.

Para la definición de las cargas internas del edificio de estudio se han revisado diversas reglamentaciones nacionales (RITE, CTE, UNE-EN 13779) y estándares internacionales (ASHRAE) de referencia. En los casos en los que las reglamentaciones eran discrepantes, se ha optado por escoger los valores más críticos a nivel de demanda de climatización, siempre intentando establecer un modelo de oficinas que sea coherente y representativo de la realidad española. Así, por ejemplo, las cargas internas debidas a equipos definidas por el estándar ASHRAE (2001) para una oficina de carga interna media son muy similares a las que el RITE establece para oficinas de carga alta, ya que los patrones de uso y electrificación españoles y

americanos difieren. En este caso, pues, se ha aplicado el ratio por metro cuadrado obtenido a partir de la carga por persona definida por el RITE (100 W por persona), considerando una ocupación de 10 m<sup>2</sup> por persona (RITE). Hay que tener en cuenta en cualquier caso que los valores marcados en el estándar ASHRAE son recomendaciones de diseño, de manera que no pueden ser usados como la única fuente de información para establecer los criterios de diseño del edificio, sino que siempre es necesario revisar las normativas estatales y/o locales que afectan a cada caso concreto.

En las siguientes tablas se muestra algunos de los criterios de diseño para edificios de oficinas establecidos por las diferentes reglamentaciones consultadas.

cargas internas	Personas	ASHRAE 2001	UNE-EN 13779
		Trabajo ligero: Qsensible = 70 W/pers; Qlatente = 45 W/pers Qtotal = 115 W/pers	Nivel de actividad medio (1,2 Met): Qsensible = 75 W/persona Qtotal = 125 W/persona
		Trabajo medio: Qsensible = 75 W/pers; Qlatente = 55 W/pers Qtotal = 130 W/pers	
	Equipos	16,1 W/m <sup>2</sup> (densidad carga media/alta)	100 W/persona durante 8 horas al día
		10,8 W/m <sup>2</sup> (densidad carga media)	
	Iluminación	12 W/m <sup>2</sup> (valor por defecto)	10 W/m <sup>2</sup> (para conseguir 400 lux)
		10,54W/m <sup>2</sup> (oficina abierta)	
		11,84W/m <sup>2</sup> (despachos individuales)	

Tabla 6.7. Cargas internas en edificios de oficinas según las reglamentaciones consultadas

ocupación	UNE-EN 13779	ASHRAE 2011	ANSI/ASHRAE 62-2011
10-12 m <sup>2</sup> por persona		5 personas por 100 m <sup>2</sup>	7 personas por 100 m <sup>2</sup>
		20 m <sup>2</sup> por persona	14 m <sup>2</sup> por persona

Tabla 6.8. Ratios de ocupación para edificios de oficinas según las reglamentaciones consultadas

calidad del aire	Caudal mínimo de aire exterior	RITE 2007	ASHRAE 2011	ANSI/ASHRAE 62-2011
		12,5 L/s por persona	8,5 L/s por persona	12,5 L/s por persona

Tabla 6.9. Caudal mínimo de aire exterior a aportar en edificios de oficinas según las reglamentaciones consultadas

estanqueidad al aire	UNE-EN 13779	ASHRAE 1997
	$n_{L50} < 1,0 \text{ h}^{-1}$ (edificios de más de tres pisos)	500 cm <sup>3</sup> /(s·m <sup>2</sup> )

Tabla 6.10. Estanqueidad al aire para edificios de oficinas según las reglamentaciones consultadas

Para el edificio de estudio, los valores escogidos para su introducción en el programa TAS son los siguientes:

▪ **Infiltraciones:**

La norma UNE-EN 13779 sobre ventilación de edificios no residenciales indica, en el punto A.9., que *“los edificios con sistemas de ventilación equilibrados (impulsión y extracción mecánica) deben ser tan estancos al aire como sea posible, con un valor  $n_{L50}$  inferior a  $1,0\ h^{-1}$  en caso de edificios altos (más altos de tres pisos)”*. Por lo tanto, el valor máximo para las infiltraciones que podemos utilizar en la simulación es de 1,0 ach.

Por su parte, el estándar ASHRAE 1997 establece un valor máximo para las infiltraciones en edificios estancos de  $500\ cm^3/(s\cdot m^2)$ . Este valor, para el caso de nuestro módulo de estudio (de área en planta  $144\ m^2$ ) se corresponde con un límite de 1,8 ach.

En este caso, pues, es más restrictivo el valor marcado por la norma UNE-EN 13779. Para la modelización, no obstante, se ha disminuido el valor de las infiltraciones hasta las 0,5 ach, siguiendo recomendaciones de los expertos de la empresa JG Ingenieros.

En relación al perfil de aplicación de las cargas de infiltración, se ha considerado que sólo se producirán infiltraciones en el edificio cuando no esté en funcionamiento el sistema de climatización ya que, en caso contrario, se producirá una leve sobrepresión en el interior del espacio climatizado que impedirá al aire exterior infiltrarse a través de los cerramientos. El patrón aplicado es, pues, de **0,5 ach durante las horas 1-8 y 20-24**.

▪ **Ventilación:**

Se ha tomado como caudal de aire exterior a impulsar en el interior del edificio el valor mínimo establecido por el RITE, de 12,5 L/s por persona. En este caso, éste es el valor más restrictivo, ya que el estándar ANSI/ASHRAE 62 indica un ratio menor, de 10 L/s por persona.

Para calcular el volumen total de aire de ventilación disponible en la oficina –que será el mínimo que se inyecte en la entrepíel de la doble fachada–, se ha dividido el valor de 12,5 L/(s-persona) entre el ratio de ocupación determinado por el RITE para oficinas ( $10\ m^2$  por persona). En este caso, la ocupación de los espacios que indican los diferentes estándares de ASHRAE es bastante menor (va desde los 14 a los  $20\ m^2$  por persona), y se ha considerado que no son valores representativos del nivel de ocupación de una oficina media en España. Aplicando pues la ocupación de  $10\ m^2$  por persona, se obtiene que el caudal de aire de ventilación disponible es de 180 L/s. Este valor representa un total de **1,6 renovaciones por hora**, que es el parámetro que se introducirá en TAS.

El perfil de aplicación de la ventilación seguirá el mismo que el definido para el edificio, ya que el sistema de ventilación tan sólo estará en funcionamiento cuando el edificio se encuentre ocupado. Será pues **de 8-20h**.

▪ **Potencia eléctrica instalada en alumbrado:**

Se ha tomado como valor para introducir en la simulación el ratio indicado en el estándar ASHRAE 2001, **12 W/m<sup>2</sup>**. El ratio indicado en la norma UNE-EN 13779 ( $10\ W/m^2$ ) es, en este caso, menos crítico a nivel de demanda de refrigeración del edificio.

El perfil de aplicación de la iluminación seguirá el mismo que el definido para el edificio, ya que tan sólo estará en funcionamiento cuando el edificio se encuentre ocupado. Además, se ha considerado que no dispondrá de ningún regulador de intensidad ni de encendido/apagado en

función del nivel de iluminación natural disponible. Por lo tanto, el sistema estará siempre encendido y el perfil será **de 8-20h**.

▪ **Cargas debidas a la ocupación:**

Se han tomado como valores para introducir en la simulación los indicados en el estándar ASHRAE 2001 para un nivel de actividad media (la asimilada a oficinas), que son muy similares a los marcados por la norma UNE-EN 13779 sólo que ligeramente más críticos, al marcar como carga total 130 W en lugar de 125 W por persona.

Los ratios aplicados son, pues, 75 W/persona para el calor sensible y 55 W/persona para el calor latente. Aplicando la ocupación de 10 m<sup>2</sup> por persona, se obtienen unos valores de **7,5 W/m<sup>2</sup> para la carga sensible de ocupación y 5,5 W/m<sup>2</sup> para la carga sensible de ocupación**.

El perfil de aplicación de estas cargas también es **de 8-20h**.

▪ **Potencia eléctrica instalada en equipamiento eléctrico:**

El estándar ASHRAE 2001 indica un ratio de 10,8 W/m<sup>2</sup> para una oficina con densidad de carga media. Por su parte, la norma UNE-EN 13779 define un nivel de carga por equipos de 100 W por persona durante 8 horas al día lo que, aplicando una ocupación de 10 m<sup>2</sup> por persona, supone un ratio de 10,42 W/m<sup>2</sup>.

El valor introducido en la simulación ha sido de **11 W/m<sup>2</sup>**, siguiendo un perfil de aplicación de cargas continuo **de 8-20h**.

A modo de resumen, en la Tabla 6.11 se muestran los valores de cargas internas aplicados en el modelo.

Carga	Valor	Perfil de aplicación
Infiltración	0,5 ach	1-8h y 20-24h
Ventilación	1,6 ach	8-20h
Iluminación	12 W/m <sup>2</sup>	8-20h
Carga Sensible Ocupación	7,5 W/m <sup>2</sup>	8-20h
Carga Latente Ocupación	5,5 W/m <sup>2</sup>	8-20h
Equipos	11 W/m <sup>2</sup>	8-20h

Tabla 6.11. Cargas internas aplicadas al modelo simulado

En el estándar ASHRAE (2001 y 2009), para determinar las cargas de calefacción y refrigeración de los edificios no residenciales, no sólo se calculan o estiman las cargas debidas a iluminación, ocupación y equipos, sino que se dividen estos componentes de la carga según su contribución convectiva y radiativa. Esto se debe a que la parte convectiva afecta directamente a la carga de refrigeración del edificio (debe eliminarse directamente), mientras que la parte radiativa afecta de manera diferida en el tiempo (influida por las características de inercia térmica de los cerramientos). En la Tabla 6.12 se muestran las fracciones radiativas y convectivas aplicadas para cada carga térmica del modelo simulado, según las recomendaciones de ASHRAE. En el caso de la carga por ocupación, el calor latente se considera instantáneo (convectivo), mientras que el calor sensible tiene una parte instantánea (convectiva) y una parte diferida (radiativa).

Tipo carga térmica	Fracción radiativa	Fracción convectiva
Ocupantes	0.6	0.4
Equipos	0.2	0.8
Iluminación	0.6	0.4
Infiltración y ventilación	0.0	1.0

Tabla 6.12. Fracciones radiativas y convectivas consideradas para las cargas internas aplicadas al modelo simulado

#### 6.3.4.6. Definición de los horarios de funcionamiento y ocupación del edificio

El uso al que se destinará el edificio analizado es el de oficinas. Por ello, el período de ocupación del mismo se ha considerado **de 8h a 20h, de lunes a viernes**.

El patrón de funcionamiento del edificio anexo se ha definido de manera idéntica al del edificio de estudio. A pesar de que no interesa analizar su comportamiento, se quería limitar la transmisión de calor por los cerramientos comunes entre la oficina de estudio y dicho edificio (las medianeras), para que la mayoría de las ganancias y pérdidas de calor de la oficina de estudio se dieran a través de la fachada, que es el elemento a optimizar.

#### 6.3.4.7. Definición de las condiciones ambientales interiores

El sistema de climatización mantendrá las condiciones interiores del edificio controladas dentro del rango de temperatura y humedad del aire definidos, para garantizar un nivel de confort térmico adecuado durante todas las horas en que el edificio está ocupado (de 8 a 20h).

Los espacios no climatizados (la entrepíel de la DFAV) sí que presentarán temperaturas y humedades fuera de los rangos definidos. El análisis posterior a la simulación se centrará pues, no en lo que pase en el interior del edificio, sino en cómo actuar sobre el sistema de ventilación de la entrepíel de la DFAV para conseguir extraer el máximo calor de la misma –en función del caudal y la temperatura del aire impulsado–, teniendo en cuenta que el interior del edificio debe mantenerse a una temperatura de confort dada independientemente del nivel de cargas internas que presente.

Para definir las condiciones ambientales interiores se ha procedido del mismo modo que en el caso de las cargas interiores, y se han revisado diversas fuentes, los rangos de valores establecidos por las cuales pueden verse resumidos en la Tabla 6.13.

		RITE 2007	RITE 2009	UNE-EN 13779	ASHRAE 1999	ASHRAE 2011
Verano	Temperatura	23-25°C (Toperativa)	26°C (Taire mín)	26°C (Toperativa máx)	23-26°C (Toperativa)	23.3-26.7°C (Toperativa)
	Humedad relativa	45-60%	30-70%	30-70%	50-60%	50-60%
Invierno	Temperatura	21-23°C (Toperativa)	21°C (Taire máx)	21°C (Toperativa mín)	21-23°C (Toperativa)	20.3-24.2°C (Toperativa)
	Humedad relativa	40-50%	30-70%	30-70%	20-30%	20-30%

Tabla 6.13. Condiciones ambientales interiores (temperatura y humedad relativa) para edificios de oficinas según las reglamentaciones consultadas

Para el desarrollo de las simulaciones, se ha fijado el rango de temperaturas del aire entre los **21°C y los 26°C**, siguiendo los valores definidos por el RITE. Una vez se haya simulado el modelo se verificará que las temperaturas resultantes en las diferentes zonas ocupadas no superen el límite del confort (26°C). En caso que no se cumpla este requerimiento, se procederá a bajar el límite superior de temperatura del aire introducida en el modelo, para



intentar que todas las zonas ocupadas se encuentren en condiciones de confort térmico durante todo el período de ocupación del edificio.

El rango de humedad relativa de las zonas ocupadas se ha fijado entre un **40% y un 55%**, siguiendo recomendaciones de expertos de la empresa JG Ingenieros, y teniendo en cuenta que se trata de un rango de valores dentro del definido por el RITE.

#### **6.3.4.8. Definición de los sistemas de climatización empleados**

Se utilizarán sistemas convectivos, tanto para la refrigeración como para la calefacción de las zonas ocupadas del modelo. Para ello, en el programa TAS se indicará que la proporción radiante de los emisores de calor y frío es igual a cero.

#### **6.3.4.9. Elementos constructivos empleados**

Se han considerado los valores límite exigidos para los parámetros característicos de los cerramientos y particiones interiores que componen la envolvente térmica del edificio, según la Exigencia Básica HE1 de Limitación de la Demanda Energética del Código Técnico de la Edificación (CTE) para la zona climática que nos ocupa (C2), a excepción de los vidrios empleados para la doble fachada, que se han seleccionado con más detalle, por ser el elemento crítico a nivel de demanda energética del edificio de estudio.

La selección de los vidrios se ha realizado pues, no sólo teniendo en cuenta las características climáticas locales a las que estará sometido el edificio, sino contando con el soporte de expertos de JG Ingenieros para determinar qué tipologías cumplen con los requerimientos demandados presentando el ratio más favorable entre prestaciones proporcionadas y coste económico asociado. Por ello, en una primera serie de simulaciones no se han considerado opciones como por ejemplo los vidrios bajo emisivos ya que, a pesar de poder proporcionar ahorros energéticos ligeramente más elevados que los convencionales en ciertas condiciones (Torres 2012), el aumento del coste económico asociado no se compensa con dicho incremento de prestaciones. Lo mismo sucede con el factor solar del vidrio exterior; a pesar de la importancia de reducir este parámetro para disminuir las ganancias solares en el edificio, se ha establecido un límite inferior que no se recomienda sobrepasar, para mantener una proporción adecuada entre mejora del ahorro energético y aumento del coste económico asociado. Así pues, a pesar de que técnicamente existen en el mercado vidrios de prestaciones superiores a los elegidos para el modelo, se ha considerado más interesante seleccionar opciones cuya implantación resulte viable económicamente, selección que, por otra parte, se corresponde con las tipologías de vidrios usualmente más empleadas en la construcción de fachadas acristaladas en climas mediterráneos. A grandes rasgos, se ha establecido la necesidad de escoger un vidrio de control solar para la piel exterior, que permita reducir la radiación solar incidente sobre la fachada, y un vidrio doble para la piel interior, que mejore el confort térmico interior evitando el efecto pared fría y reduciendo la transmisión de calor entre la entreepiel de la DFAV y el interior del edificio.

Así pues, los vidrios seleccionados para el modelo son los siguientes (Saint-Gobain Glass 2001):

- Piel exterior: vidrio de control solar, laminado, de 8 mm de espesor (4+4). Factor solar de 0,40 y coeficiente U de 5,62 W/m<sup>2</sup>K.
- Piel interior: vidrio doble de configuración 6-12-6, transparente. Factor solar de 0,62 y coeficiente U de 2,82 W/m<sup>2</sup>K.

Al haberse planteado el estudio de una DFAV totalmente acristalada –sin la presencia de materiales opacos–, con la determinación de las características de los vidrios seleccionados queda completada la definición de los materiales constituyentes de la fachada. Además, con el objetivo de simplificar el análisis, no se ha considerado la carpintería en el modelizado de la DFAV. No obstante, para que el análisis sea realista, sería necesario asegurar la instalación de una carpintería lo más estanca –mínimo de clase 2 según el CTE DB-HE– y lo más aislante térmicamente posible –que disponga de rotura de puente térmico–. De este modo, se aseguraría que el punto más débil respecto a la transmisión de calor en la fachada fuera el vidrio.

En la Tabla 6.14 se muestran los parámetros característicos de los diferentes elementos constructivos modelizados en TAS, indicando también en qué edificio se han empleado, si en el edificio de estudio (EE) o en el edificio anexo a éste (EA). La composición completa de cada uno de los elementos puede encontrarse en el Anexo D.

Descripción	Factor Solar	U (W/m <sup>2</sup> K)
Vidrio exterior DFAV (EE)	0,4	5,62
Vidrio interior DFAV (EE)	0,62	2,82
Fachada opaca (EA)	-	0,39
Medianeras (EE y EA)	-	0,57
Cubierta (EE y EA)	-	0,25
Forjados (EE)	-	2,82
Falso techo (EE)	-	0,45
Suelos en contacto con el terreno (EE y EA)	-	0,30
Suelo oficina (EE)	-	2,50

(\*) EE: Edificio de Estudio  
EA: Edificio Anexo

Tabla 6.14. Transmitancia térmica y factor solar de los elementos constructivos empleados en el modelo simulado

#### 6.3.4.10. Sistema de ventilación de la entrepiel de la DFAV

La ventilación de la entrepiel de la fachada se supone a cargo de un sistema de recirculación del aire de climatización expulsado del edificio. El caudal máximo que es posible inyectar en la entrepiel gracias a este procedimiento viene dado por los ratios de ventilación y de ocupación determinados por el RITE para edificios de oficinas, así como por el área disponible, y es de 180 L/s, como ya se ha indicado en el punto 6.3.4.5. Este sistema puede ser complementado, en caso de requerirse una mayor extracción de calor, por un equipo auxiliar que mediante la impulsión de aire exterior permita aumentar el caudal de aire a través de la entrepiel.

La modelización del sistema de ventilación forzada en el software TAS se hace mediante la incorporación de unas zonas denominadas IZAMs (*Inter-Zone Air Movement*) a la entrada y a la salida de la entrepiel de la DFAV. Esta opción permite modelizar el movimiento de aire forzado entre zonas, pudiendo especificarse si el flujo de aire es impulsado desde el exterior hacia el interior de una zona, si se mueve entre zonas adyacentes o si es expulsado hacia el exterior. El flujo de aire se especifica en kg/s, y es posible establecer patrones diferentes de ventilación, por meses, días y horas. Esta última opción (establecer el patrón de ventilación horario para todo el año simulado) será la que se utilizará para intentar optimizar la DFAV de estudio.

La tipología de ventilación de la entrepíel se ha escogido siguiendo la estrategia presentada por Guardo et al. (2011), que sitúan a lo largo de toda la altura de la planta del edificio una serie de ventiladores que fuerzan el movimiento horizontal del aire, de manera que éste se combina con el flujo vertical producido por la convección natural. Los autores demuestran que, dentro de la ventilación forzada, la impulsión horizontal del aire resulta más eficiente a nivel de evacuación de calor que la vertical empleada tradicionalmente.

Respecto a las aberturas de ventilación en fachada, se disponen únicamente en la piel exterior, de manera que la DFAV diseñada no permitirá la ventilación natural de los espacios interiores, al no disponer éstos de aberturas accesibles. Esto es debido a que el interés del estudio se centra en la optimización del sistema de ventilación de la entrepíel de la DFAV como medio para reducir las cargas de refrigeración del sistema.

Las aberturas de la piel exterior se han situado en el plano lateral de la fachada, para permitir la ventilación horizontal de la entrepíel. A pesar de que su definición en detalle escapa del alcance de la presente investigación, una posible opción de implantación del sistema de ventilación se muestra en la Figura 6.18. La instalación constaría de un canal de ventilación o atrio situado en un lateral de la fachada, que se extendería por todas las plantas del edificio. Este canal estaría conectado con la entrepíel de la DFAV a nivel de cada planta, de manera que permitiera la distribución del aire de ventilación de la misma. Dicho aire sería una mezcla, en función de las necesidades puntuales de extracción de calor de la doble fachada, de aire de recirculación interior a la temperatura de confort  $T_{int}$  y de aire exterior a temperatura  $T_{ext}$ . Un sistema de mezcla e impulsión inyectaría el aire de ventilación en un extremo de la cavidad de la DFAV, mientras que una serie de extractores situados en el otro extremo de la fachada forzarían la circulación del aire a través de la misma, hasta su expulsión al exterior.

En la sección de entrada del aire de ventilación a la entrepíel de la DFAV debería colocarse un sistema de pérdida de carga (tipo rejilla o similar), que se encargara de uniformizar el perfil de velocidades y presiones del aire inyectado, de manera que el comportamiento del sistema a nivel de temperaturas y velocidades alcanzadas fuera lo más uniforme posible. Esto ocasionaría que dicho comportamiento uniforme se diera también en los espacios interiores adyacentes a la fachada, que son los que se desea mantener en unas condiciones de confort adecuadas.



Figura 6.18. Esquema de una posible alternativa constructiva para el sistema de ventilación forzada de la entrepíel de la DFAV

## REFERENCIAS

- AENOR. *UNE-EN 13779:2008: Ventilación de los edificios no residenciales. Requisitos de prestaciones de sistemas de ventilación y acondicionamiento de recintos*. Madrid: AENOR, 2008.
- Alamdari, F.; Hammond, G.P. Improved data correlations for buoyancy-driven convection in rooms. *Building Service Engineering Research and Technology*. 1983, vol. 4, núm. 3, p. 106-112.
- ASHRAE. *1997 ASHRAE Handbook Fundamentals*. Atlanta: ASHRAE, 1997. ISBN 188-34-1344-3.
- ASHRAE. *1999 ASHRAE Handbook: Heating, Ventilating, and Air-Conditioning Applications/SI Edition*. Atlanta: ASHRAE, 1999. ISBN 1883413729.
- ASHRAE. *2001 ASHRAE Handbook Fundamentals*. Atlanta: ASHRAE, 2001. ISBN 188-34-1387-7.
- ASHRAE. *ANSI/ASHRAE Standard 62-2001, Ventilation for Acceptable Indoor Air Quality*. Atlanta: ASHRAE, 2001. ISSN 1041-2336.
- ASHRAE. *2009 ASHRAE Handbook Fundamentals (I-P)*. Atlanta: ASHRAE, 2009. ISBN 1933742542.
- ASHRAE. *2011 ASHRAE Handbook- HVAC Applications (I-P)*. Atlanta: ASHRAE, 2011. ISBN 1936504065.
- España. Real Decreto 314/2006, de 17 de marzo, por el que se aprueba el Código Técnico de la Edificación. *Boletín oficial del Estado*, 28 de marzo de 2006, núm. 74, p. 11816.
- España. Real Decreto 1027/2007, de 20 de julio, por el que se aprueba el Reglamento de Instalaciones Térmicas en los Edificios. *Boletín oficial del Estado*, 29 de agosto de 2007, núm. 207, p. 35931.
- España. Real Decreto 1826/2009, de 27 de noviembre, por el que se modifica el Reglamento de instalaciones térmicas en los edificios, aprobado por Real Decreto 1027/2007, de 20 de julio. *Boletín oficial del Estado*, 11 de diciembre de 2009, núm. 298, p. 104924.
- Giménez Molina, M.C. *Alternativas para la mejora de la eficiencia energética de los acristalamientos: los vidrios dinámicos*. Tesis doctoral, Universidad Politécnica de Madrid, Escuela Técnica Superior de Arquitectura, 2011.
- Gratia, E.; De Herde, A. Optimal operation of a south double-skin façade. *Energy and Buildings*, 2004, vol. 36, p. 41–60.
- Gratia, E.; De Herde, A. Greenhouse effect in double-skin façade. *Energy and Buildings*, 2007, vol. 39, núm 2, p. 199-211.
- Guardo, A.; Coussirat, M.; Valero, C.; Egusquiza, E.; Alavedra, P. CFD assessment of the performance of lateral ventilation in Double Glazed Facades in Mediterranean climates. *Energy and buildings*, 2011, vol. 43, núm. 9, p. 2539-2547.

Modest, M. *Radiative heat transfer*. 2ª ed. USA: Academic press, 2003. ISBN 9780125031639.

Poirazis, H. *Double Skin Facades for Office Buildings: Literature Review*. Division of Energy and Building Design, Department of Construction and Architecture, Lund Institute of Technology, Lund University, Report EBD-R-04/3, 2004.

Saint-Gobain Glass. *Manual del vidrio*. Madrid: CITAV (Centro de Información Técnica de Aplicación del Vidrio), 2001.

Servei Meteorològic de Catalunya. *Anuari de dades meteorològiques*. Resums Meteorològics per Estació. 2011 [Disponible en <[www.meteocat.es](http://www.meteocat.es)>].

TAS EDSL Ltd. *A-Tas Theory Manual*. Gran Bretaña, 2001.

Torres, M. *La doble fachada acristalada ventilada en el clima Mediterráneo: optimización a través de simulaciones energéticas computacionales*. Tesis doctoral, Universitat Politècnica de Catalunya, Departament d'Enginyeria de la Construcció, 2012 [Biblioteca ETSEIB de la UPC].

Van Dijk, D. *Reference office for thermal, solar and lighting calculations*. IEA Task 27, Performance of Solar Facade Components. Delft, The Netherlands: TNO Building and Construction Research, 2001.

# ESTRATEGIA DE SIMULACIÓN Y COMPROBACIÓN DEL MODELO

## 7.1 VARIABLES DE ENTRADA Y PARÁMETROS DE SALIDA

Para analizar la efectividad de las diferentes estrategias de ventilación forzada planteadas, así como para verificar la influencia de parámetros como la orientación sobre el comportamiento termoenergético del edificio simulado, es necesario definir con exactitud cuáles serán los parámetros del modelo que serán tratados como variables (y entre qué rangos se moverán los valores que adquieran), así como cuáles serán los parámetros de salida que se visualizarán para realizar los análisis y obtener las conclusiones pertinentes.

### 7.1.1 Variables del modelo

Las únicas variables del modelo que se modificarán con el objetivo de optimizar energéticamente la DFAV serán las siguientes:

- Caudal de ventilación (en kg/s) que se introducirá en la entropía de la DFAV a través de la entrada de la doble fachada (zona denominada *IZAM IN*), para cada una de las plantas del modelo simulado. Los rangos de variación se definirán en el punto siguiente, 7.2., al definir la estrategia de simulación planteada.
- Orientación solar del modelo (se probarán las orientaciones N, S, E y O).

El resto de parámetros del modelo, como las cargas internas aplicadas, las condiciones ambientales interiores a mantener o la composición de los elementos constructivos, se mantendrán constantes para todas las simulaciones realizadas.

### 7.1.2 Parámetros de salida

En relación con los parámetros de salida que se visualizarán para su posterior análisis, se han clasificado en tres bloques, según hagan referencia a características globales del edificio (del modelo completo), de una zona o de una superficie en concreto. Así pues, los parámetros a visualizar son los siguientes:

- **A nivel de edificio:**

- **Temperatura Exterior:** evolución horaria de la temperatura del aire exterior para el día crítico de verano y de invierno.
- **Radiación Global:** evolución horaria de la radiación solar global (sobre el plano horizontal) para el día crítico de verano e invierno.

- **A nivel de zona:**

- **Temperatura seca del aire:** evolución horaria de la temperatura del aire para el día crítico de verano y de invierno, para las diferentes zonas del edificio de estudio. Se separarán los resultados por zonas, haciendo especial incidencia en el módulo de estudio (tanto la zona ocupada o Interior como la zona correspondiente a su DFAV).

Se comprobará en primer lugar que las temperaturas del aire en las zonas climatizadas durante las horas del día en las que el edificio se encuentra en uso se mantienen dentro del rango de temperaturas establecidas (21°C-26°C).

Por su parte, las temperaturas del aire en la DFAV permitirán comprobar la bondad del modelo de simulación por comparación con el desarrollo matemático presentado en el apartado 6.2.

- **Temperatura radiante:** evolución horaria de la temperatura radiante para el día crítico de verano y de invierno, para las diferentes zonas del edificio de estudio. Se separarán los resultados por módulos y zonas (Interior y DFAV).

Se analizarán las diferencias entre la temperatura radiante en los módulos a una altura menor (*Ground Floor*, Módulo Inferior) y a una altura mayor (Módulo Superior) sobre el nivel de suelo, respecto al módulo de estudio.

Se comprobará también si existen diferencias significativas entre las temperaturas radiantes alcanzadas en las dos zonificaciones analizadas para el interior de la oficina (la indicada por el estándar ASHRAE y la indicada por el RITE), para verificar el comportamiento térmico de las zonas periféricas, las zonas influidas por la fachada y las zonas interiores.

- **Temperatura resultante:** evolución horaria de la temperatura resultante para el día crítico de verano y de invierno, para las diferentes zonas del edificio de estudio.

Se analizará la influencia de la temperatura radiante sobre la temperatura resultante de los espacios.

También se verificará que la temperatura resultante de los espacios climatizados se encuentre dentro del rango de confort (21°C-26°C). En caso que no sea así (temperatura resultante mayor de 26°C o menor de 21°C), se intentarán ajustar las temperaturas máxima y mínima de consigna del aire de climatización para alcanzar este objetivo.

- **Demanda de calefacción:** evolución horaria de la demanda de calefacción del día crítico de invierno para las diferentes zonas del edificio de estudio.

Se comprobará si existen diferencias apreciables en las demandas de los módulos inferiores y superiores del edificio simulado. Del mismo modo, se comprobará si existen diferencias significativas en las demandas de las diferentes zonas definidas en las dos zonificaciones analizadas (zonas influidas por la fachada, zonas perimetrales y zonas interiores).

Por último, se analizarán los valores de demanda de calefacción anuales y mensuales para cada una de las zonas climatizadas.

- **Demanda de refrigeración:** evolución horaria de la demanda de refrigeración del día crítico de verano para las diferentes zonas del edificio de estudio.

Se comprobará si existen diferencias apreciables en las demandas de los módulos inferiores y superiores del edificio simulado. Del mismo modo, se comprobará si existen diferencias significativas en las demandas de las diferentes zonas definidas en las dos zonificaciones analizadas (zonas influidas por la fachada, zonas perimetrales y zonas interiores).

Por último, se analizarán los valores de demanda de refrigeración anuales y mensuales para cada una de las zonas climatizadas.

- **Ganancias solares:** evolución horaria de las ganancias solares del día crítico de verano y de invierno para las diferentes zonas del edificio de estudio.

Se comprobará si existen diferencias apreciables en las demandas de los módulos inferiores y superiores del edificio simulado. Del mismo modo, se comprobará si existen diferencias significativas en las demandas de las diferentes zonas definidas en las dos zonificaciones analizadas (zonas influidas por la fachada, zonas perimetrales y zonas interiores).

Por último, se analizará la relación entre las ganancias solares y las cargas de refrigeración y calefacción de las diferentes zonas del módulo de estudio.

- **A nivel de superficie:**

- **Temperatura interior y exterior:** evolución horaria, para el día crítico de verano y de invierno, de las temperaturas de la cara interior y exterior de las superficies que forman el módulo de estudio, especialmente de los vidrios. Se verificará la relación existente entre estas temperaturas, la radiación solar incidente y la temperatura radiante de la zona. Las temperaturas superficiales permitirán valorar el nivel de confort interior de los espacios.

Las temperaturas superficiales de los vidrios de la DFAV, además, permitirán verificar la bondad del modelo de simulación por comparación con el desarrollo matemático realizado en el apartado 6.2.

- **Ganancias solares, Radiación de onda larga, Conducción y Convección:** evolución de los parámetros de transferencia de calor vinculados a las superficies que forman el módulo de estudio. Se analizará, en cada caso, la cantidad de ganancia solar directa absorbida por cada superficie, la diferencia entre la cantidad de radiación de onda larga absorbida y radiada por la superficie, así como la cantidad de calor transferida por conducción a través de la superficie y la cantidad de calor transferida entre la cara interna del elemento y el aire interior del edificio.

La transferencia de calor total (por conducción, convección y radiación) a través del vidrio interior de la DFAV será uno de los parámetros a controlar durante el proceso de optimización energética de la doble fachada. Se considerará el modelo óptimo



cuando la transmisión de calor hacia el interior del edificio a través de la piel interior se considere estabilizada (que su disminución sea poco importante) al aumentar el caudal de ventilación de la entrepíel.

Se analizarán los valores horarios –para los días críticos de verano e invierno– de transferencia de calor a través del vidrio interior, para ver cómo evolucionan los diferentes mecanismos de transmisión de calor y la importancia relativa de cada uno de ellos.

## 7.2 ESTRATEGIA DE SIMULACIÓN PARA OPTIMIZAR EL COMPORTAMIENTO TERMOENERGÉTICO DE LA DFAV

Una vez elaborado el modelo de oficina a simular, es necesario realizar cuatro procesos previos antes de proceder a la aplicación de la estrategia de simulación para optimizar el comportamiento termoenergético de la DFAV.

El primero de estos procesos consiste en la comprobación del modelo, cosa que se realizará por comparación con el desarrollo matemático presentado en el apartado 6.2. Este punto se llevará a cabo en el apartado 7.3. presentado a continuación.

Una vez llevado a cabo este paso, se procederá a realizar dos comprobaciones previas a la fase de optimización del sistema. Una de ellas consiste en verificar que las temperaturas resultantes en las zonas climatizadas durante las horas del día en las que el edificio se encuentra en uso se mantienen dentro del rango de temperaturas establecidas (21°C-26°C). En el caso que la temperatura resultante en alguna zona ocupada alcance valores mayores que 26°C, se procederá a disminuir la temperatura máxima del aire de climatización, y se repetirá la simulación para intentar garantizar que dicha temperatura resultante se encuentre en todo momento dentro de los límites establecidos por el RITE. La otra comprobación previa consiste en confirmar que los flujos de calor a través de las paredes medianeras del modelo, definidas como adiabáticas, son efectivamente despreciables.

Después de llevar a cabo estas comprobaciones, y después de modificar el modelo en el caso que fuera necesario, se procederá a determinar los días críticos de verano e invierno, para cada una de las orientaciones consideradas. Estos días serán los que presenten una mayor demanda de refrigeración y calefacción respectivamente, y servirán de referencia para realizar los análisis de resultados obtenidos para cada una de las condiciones de ventilación simuladas.

Después de determinar los días críticos de operación del sistema, ya podrá pasarse a aplicar la estrategia de simulación para optimizar el comportamiento termoenergético de la DFAV definida. Esta estrategia consiste en variar el caudal de ventilación introducido en la entrepíel de la DFAV y analizar la respuesta del edificio a nivel de demanda de calefacción y refrigeración, así como en relación con las temperaturas alcanzadas en las diferentes zonas y elementos del modelo y de la cantidad de calor transmitida a través de la piel interior de la doble fachada hacia el interior del edificio. Se comenzará analizando el caso de caudal nulo, y se irá aumentando dicho caudal de ventilación con el objetivo de minimizar la cantidad de calor transmitida hacia el interior del edificio y, por consiguiente, de minimizar la demanda de climatización del edificio objeto.

Los casos que se analizarán, de manera secuencial, serán los siguientes:

- Caudal nulo.

- Caudal máximo de recirculación del aire de ventilación del espacio ocupado (definido por el ratio de ventilación indicado en el RITE). Aplicado de manera uniforme para todas las horas de funcionamiento del edificio.
- Caudal de ventilación mixto, formado por el caudal de recirculación interior más una aportación exterior hasta llegar al caudal máximo según el modelo matemático desarrollado en el apartado 6.2. Aplicado de manera uniforme para todas las horas de funcionamiento del edificio.
- Caudal de ventilación mixto, incrementando el valor de la aportación de aire exterior, para tener dos niveles de ventilación: caudal medio y alto. Aplicado de manera uniforme para todas las horas de funcionamiento del edificio.
- Caudal de ventilación mixta variable (para cada hora de funcionamiento del edificio), definido en función de las necesidades de climatización del espacio interior.

Una vez finalizado el proceso de optimización del sistema de ventilación de la DFAV se habrá determinado, para cada hora de funcionamiento del edificio, cuál es el caudal de aire a impulsar, así como su origen (recirculación o aportación exterior), lo que determinará su temperatura de impulsión (que será una mezcla de ambas aportaciones). Este análisis se realizará para cada una de las orientaciones principales, con el objetivo de determinar la influencia de este parámetro en el comportamiento termoenergético del edificio.

La estrategia de simulación utilizada para optimizar el comportamiento termoenergético de la DFAV se resume en la Figura 7.1.

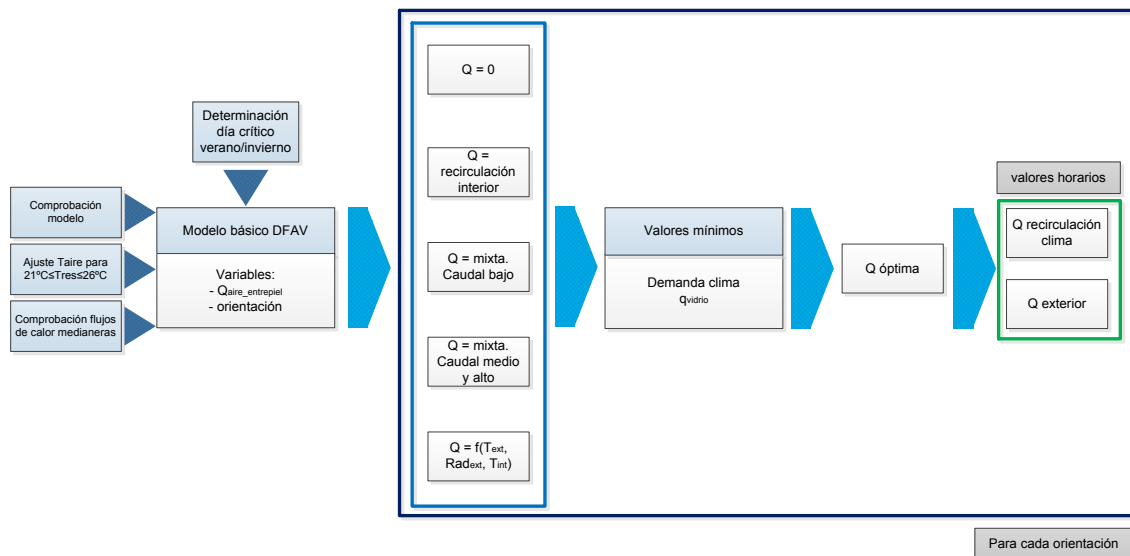


Figura 7.1. Estrategia de simulación para optimizar el comportamiento termoenergético de la DFAV analizada

### 7.3 COMPARATIVA DEL MODELO DE SIMULACIÓN CON EL MODELO MATEMÁTICO DESARROLLADO

Para llevar a cabo la comparativa entre el modelo de simulación realizado en TAS y el modelo analítico desarrollado en el capítulo 6.2, se ha utilizado un modelo reducido, consistente en el mismo edificio que el del modelo completo, pero únicamente con una planta. Es posible que al simular el modelo completo los resultados a nivel cuantitativo no sean

perfectamente extrapolables, pero se ha considerado que las tendencias que siga el modelo reducido serán reproducibles en el completo.

La orientación que se ha analizado es la Sur, mientras que el día y hora escogidos para hacer las comprobaciones han sido el 4 de septiembre a las 15:00h (coincidente con el día crítico de verano para la orientación analizada). Para este instante, se han extraído del archivo climático de Barcelona con el que trabaja TAS los valores de irradiación solar, temperatura exterior y velocidad del viento, valores necesarios para el cálculo de las temperaturas y los flujos de calor que se producen en el modelo.

### 7.3.1 Comprobación del modelo. Caso resistencia térmica vidrio despreciable

En primer lugar, se ha procedido a aplicar las expresiones obtenidas en el modelo matemático del apartado 6.2 en el caso de considerar la hipótesis que la resistencia térmica de los vidrios es despreciable. Esta hipótesis asume que la temperatura en el espesor del vidrio es constante, de manera que las temperaturas superficiales de sus dos caras son las mismas. Por ello, al comparar los valores estimados por la expresión matemática correspondiente a las temperaturas de los vidrios exterior e interior ( $t_{vo}$  y  $t_{vi}$  respectivamente) con las obtenidas en el modelo de simulación, se ha procedido a realizar la media entre las temperaturas en la cara externa e interna de cada uno de los dos vidrios.

En relación con la temperatura del aire, se ha comparado la obtenida con el modelo matemático con la correspondiente a la zona de salida de la DFAV (*IZAM OUT*), ya que el modelo matemático, al estar integrado sobre toda la superficie  $S$  de la DFAV, estima el valor de la temperatura media del aire en la sección de salida de la DFAV.

Se han llevado a cabo dos comprobaciones alternativas. En primer lugar se han empleado, para su introducción en las expresiones matemáticas desarrolladas, unos valores de los coeficientes de transmisión de calor combinados (convección + radiación) fijos. Estos valores se han estimado, para las condiciones de operación en las que trabajará la fachada, en función de las diferentes normas consultadas y de los modelos teóricos utilizados por el programa TAS (ver apartado 6.2.4.6). Una vez estimados los valores de temperaturas y flujos de calor convectivos obtenidos aplicando estos valores fijos (y una vez comparados los resultados con los obtenidos en el modelo simulado), se ha procedido a utilizar los coeficientes de transmisión de calor (por convección y radiación) exactos, según los emplea el programa TAS para realizar sus cálculos. En este segundo caso, se han supuesto unas temperaturas iniciales iguales a las obtenidas en la primera estimación, y se ha llevado a cabo un procedimiento iterativo (ya que los coeficientes de transmisión de calor dependen de dichas temperaturas) para obtener los resultados buscados. En ambos casos, se han estimado las diferencias entre los resultados obtenidos por aplicación de las expresiones matemáticas desarrolladas en el punto 6.2 y las obtenidas en el modelo de simulación elaborado en TAS.

Este procedimiento se ha llevado a cabo para un único tipo de vidrio (transparente), pero sería válido fueran cuales fuesen las propiedades ópticas del mismo. Los resultados obtenidos se muestran a continuación.

**Datos climáticos y ambientales**

$I$ ( $W/m^2$ )	671
$t_o$ ( $^{\circ}C$ )	30,5
$t_i$ ( $^{\circ}C$ )	25
$v$ (m/s)	3,1

**Coefficientes de transmisión medios**

$h_o$ ( $W/m^2 \cdot ^{\circ}C$ )	19,5
$h_i$ ( $W/m^2 \cdot ^{\circ}C$ )	6,5
$h_s$ ( $W/m^2 \cdot ^{\circ}C$ )	6,5

Tabla 7.1. y Tabla 7.2. Datos climáticos y ambientales (15:00h día 4 septiembre) y coeficientes de transmisión de calor medios empleados en la comparativa de modelos

**Datos vidrios**

Piel exterior		Piel interior	
$\tau_0$	0,784	$\tau_i$	0,784
$\alpha_1$	0,072	$\alpha_3$	0,072
$\alpha_2$	0,072	$\alpha_4$	0,072
$\rho_1$	0,071	$\rho_3$	0,071
$\rho_2$	0,071	$\rho_4$	0,071
$\epsilon$	0,85	$\epsilon$	0,85

Tabla 7.3. Características ópticas de los vidrios empleados en la comparativa de modelos

	Modelo TAS					
	vidrio exterior		vidrio interior		entrepapel	interior
	$T_{ext}$ ( $^{\circ}C$ )	$T_{int}$ ( $^{\circ}C$ )	$T_{ext}$ ( $^{\circ}C$ )	$T_{int}$ ( $^{\circ}C$ )	$T_{salida}$ ( $^{\circ}C$ )	$q_c$ (W)
$v=0$ m/s $G=0$ kg/s	33,17	33,41	34,23	34,34	34,95	3320,28
$v=0,5$ m/s $G=1,44$ kg/s	32,82	33,02	33,54	33,62	32,03	2950,29
$v=1$ m/s $G=2,88$ kg/s	32,51	32,68	32,9	32,96	31,27	2859,27
$v=2$ m/s $G=5,76$ kg/s	32,12	32,24	32,21	32,24	31,09	2728,58
$v=4$ m/s $G=11,52$ kg/s	31,79	31,87	31,72	31,74	30,87	2682,53

Tabla 7.4. Valores de temperatura superficial de los vidrios, temperatura del aire a la salida y flujo de calor convectivo obtenidos en el modelo simulado para diferentes caudales de ventilación

		Modelo analítico			
		vidrio exterior	vidrio interior	entrepapel	interior
		$T_{media}$ ( $^{\circ}C$ )	$T_{media}$ ( $^{\circ}C$ )	$T_{salida}$ ( $^{\circ}C$ )	$q_c$ (W)
$v=0$ m/s $G=0$ kg/s	$h_{media}$	32,89	31,53	32,21	3058,16
	$h_{iterativo}$	32,90	30,95	31,93	3019,93
$v=0,5$ m/s $G=1,44$ kg/s	$h_{media}$	32,60	30,96	31,07	2728,50
	$h_{iterativo}$	32,64	30,52	31,03	2698,49
$v=1$ m/s $G=2,88$ kg/s	$h_{media}$	32,54	30,83	30,81	2695,30
	$h_{iterativo}$	32,58	30,43	30,77	2668,35
$v=2$ m/s $G=5,76$ kg/s	$h_{media}$	32,50	30,76	30,66	2677,10
	$h_{iterativo}$	32,54	30,37	30,64	2673,75
$v=4$ m/s $G=11,52$ kg/s	$h_{media}$	32,48	30,72	30,58	2667,40
	$h_{iterativo}$	32,52	30,34	30,57	2667,13

Tabla 7.5. Valores de temperatura de los vidrios, temperatura del aire a la salida y flujo de calor convectivo obtenidos en el modelo analítico para diferentes caudales de ventilación. Caso coeficientes de transmisión de calor medios (primera fila) y coeficientes exactos utilizados por TAS (procedimiento iterativo, segunda fila)

		$\Delta T_{\text{vext}}$	$\Delta T_{\text{vint}}$	$\Delta T_{\text{aire}}$	$\Delta q_c$
$v=0$ m/s	$h_{\text{media}}$	1,20%	8,04%	7,84%	7,89%
$G=0$ kg/s	$h_{\text{iterativo}}$	1,17%	9,73%	8,65%	9,05%
$v=0,5$ m/s	$h_{\text{media}}$	0,97%	7,80%	3,00%	7,52%
$G=1,44$ kg/s	$h_{\text{iterativo}}$	0,85%	9,10%	3,12%	8,53%
$v=1$ m/s	$h_{\text{media}}$	0,17%	6,38%	1,49%	5,73%
$G=2,88$ kg/s	$h_{\text{iterativo}}$	0,06%	7,61%	1,63%	6,68%
$v=2$ m/s	$h_{\text{media}}$	0,98%	4,55%	1,38%	1,89%
$G=5,76$ kg/s	$h_{\text{iterativo}}$	1,11%	5,76%	1,45%	2,01%
$v=4$ m/s	$h_{\text{media}}$	2,00%	3,18%	0,94%	0,56%
$G=11,52$ kg/s	$h_{\text{iterativo}}$	2,12%	4,38%	0,97%	0,57%

Tabla 7.6. Comparativa entre los resultados obtenidos en el modelo simulado con TAS y en el modelo analítico, para los diferentes caudales de ventilación analizados

### 7.3.2 Comprobación del modelo. Caso considerando la resistencia térmica del vidrio

Una vez realizada la comprobación del modelo asumiendo la hipótesis de que la resistencia térmica de los vidrios de la fachada es despreciable, se ha llevado a cabo la aplicación de las expresiones presentadas en el apartado 6.2.4.5, para verificar si existen diferencias que sea necesario considerar en el caso que se tenga en cuenta dicha resistencia térmica. Esta alternativa de cálculo sería de interés principalmente en caso que fuera necesario conocer exactamente las temperaturas superficiales de ambas caras de los vidrios, en lugar de únicamente la temperatura media del vidrio. Por ello se muestran a continuación los resultados de las temperaturas –tanto las superficiales de los vidrios como las del aire de la entrepie a la salida de la DFAV– obtenidos por aplicación del modelo analítico modificado, para todos los casos de ventilación simulados.

	Modelo analítico				
	vidrio exterior		vidrio interior		entrepie
	$T_{\text{voo}} (^{\circ}\text{C})$	$T_{\text{voi}} (^{\circ}\text{C})$	$T_{\text{vio}} (^{\circ}\text{C})$	$T_{\text{vii}} (^{\circ}\text{C})$	$T_{\text{salida}} (^{\circ}\text{C})$
$v=0$ m/s $G=0$ kg/s	32,89	33,02	31,67	31,53	32,34
$v=0,5$ m/s $G=1,44$ kg/s	32,59	32,68	31,04	30,92	31,1
$v=1$ m/s $G=2,88$ kg/s	32,52	32,61	30,9	30,79	30,83
$v=2$ m/s $G=5,76$ kg/s	32,49	32,56	30,82	30,71	30,67
$v=4$ m/s $G=11,52$ kg/s	32,47	32,54	30,78	30,67	30,59

Tabla 7.7. Valores de temperatura de los vidrios y la temperatura del aire a la salida obtenidos en el modelo analítico para los caudales de ventilación analizados. Resultados teniendo en cuenta la resistencia del vidrio

	$\Delta T_{\text{voo}}$	$\Delta T_{\text{voi}}$	$\Delta T_{\text{vio}}$	$\Delta T_{\text{vii}}$	$\Delta T_{\text{aire}}$
$v=0$ m/s $G=0$ kg/s	0,84%	1,17%	7,48%	8,18%	7,45%
$v=0,5$ m/s $G=1,44$ kg/s	0,70%	1,03%	7,46%	8,03%	2,75%
$v=1$ m/s $G=2,88$ kg/s	0,04%	0,22%	6,08%	6,59%	1,31%
$v=2$ m/s $G=5,76$ kg/s	1,13%	1,00%	4,32%	4,74%	1,28%
$v=4$ m/s $G=11,52$ kg/s	2,08%	2,06%	2,98%	3,37%	0,88%

Tabla 7.8. Comparativa entre los resultados obtenidos en el modelo de simulación y en el analítico, para los caudales de ventilación analizados. Resultados teniendo en cuenta la resistencia del vidrio

## 7.4 CONCLUSIONES

Las conclusiones que se extraen del proceso de comparación de los resultados obtenidos en el modelo simulado con los obtenidos por aplicación de las expresiones matemáticas desarrolladas en el apartado 6.2 se resumen a continuación:

- Los errores incurridos al utilizar el modelo analítico simplificado (sin considerar la resistencia térmica del vidrio), para estimar las temperaturas alcanzadas en el aire de la entrepíel de la DFAV, así como en los vidrios que forman su piel exterior e interior se mueven entre un mínimo del 1% y un máximo del 9%, aproximadamente (Tabla 7.6).
- Estos errores son mayores en la estimación de las temperaturas del vidrio interior, ya que ésta se ve más afectada por el aire de ventilación impulsado y, por consiguiente, por los posibles cambios no considerados en los coeficientes de transmisión de calor en el interior de la entrepíel.
- En cambio, los errores son menores en la estimación de las temperaturas superficiales del vidrio exterior, ya que éstas vienen determinadas fundamentalmente por el coeficiente de transmisión de calor exterior,  $h_o$ , que no depende de las temperaturas alcanzadas en los vidrios y en el aire de la entrepíel, sino únicamente de la velocidad del viento exterior (valor que viene intrínsecamente determinado y es conocido a través de la base de datos climática utilizada en el modelo de simulación).
- Los errores cometidos al aplicar el modelo matemático simplificado son mayores en el caso de no haber ventilación de la fachada, y disminuyen a medida que ésta aumenta. Esto es debido a que los posibles errores debidos a la determinación incorrecta de los coeficientes de transmisión de calor en la entrepíel se ven reducidos al aproximarse las temperaturas a la temperatura del aire de impulsión (que es igual a la temperatura exterior y, por lo tanto, conocida).
- En relación con la transmisión de calor hacia el interior del edificio (la fracción convectiva), las diferencias entre los resultados estimados mediante el modelo analítico simplificado y los obtenidos mediante simulación con TAS siguen el mismo patrón de comportamiento, siendo mayores para las tasas de ventilación de la fachada menores, y se mueven también en un rango de valores de entre el 8-9% y el 1%.
- En las condiciones de temperatura del aire y temperaturas de los vidrios en las que nos movemos para la tipología de fachada considerada, los coeficientes de transmisión de calor por convección y radiación pueden simplificarse utilizando valores medios (según estándar ASHRAE por ejemplo) sin incurrir en errores muy elevados (menores del 10%). Los errores cometidos al utilizar estas simplificaciones son muy similares a los obtenidos empleando las expresiones exactas de  $h_i$  y  $h_s$  (coeficientes de transmisión de calor en el interior del edificio y en la entrepíel, respectivamente) utilizados en el software TAS y recurriendo a un procedimiento iterativo (ya que éstos coeficientes dependen de las temperaturas obtenidas) para su cálculo. Por lo tanto, para la estimación de la efectividad de la DFAV para disminuir la demanda energética del edificio, el modelo matemático simplificado que utiliza coeficientes de transmisión de calor combinados medios puede considerarse válido.
- El modelo desarrollado permite estimar las temperaturas y flujos de calor independientemente de las propiedades ópticas de los vidrios, sin que éste parámetro influya en los errores cometidos.
- La hipótesis de no considerar la resistencia térmica de los vidrios tenida en cuenta en el modelo analítico desarrollado puede considerarse aceptable. Los valores de

temperaturas superficiales de los vidrios (interior y exterior) estimadas en el caso de sí considerar dicha resistencia no se alejan de los obtenidos en el primer caso. Así pues, los errores respecto a los resultados obtenidos en el modelo de simulación se mueven entre un 1% y un 8% aproximadamente, siendo sólo ligeramente inferiores a los obtenidos en el caso de despreciar la resistencia de los vidrios.

- Como conclusión general, podría decirse que es difícil determinar con exactitud cuál es el origen de las diferencias obtenidas entre el modelo de simulación y el modelo analítico desarrollado. Los errores procedentes de las simplificaciones asumidas en el modelo matemático (como la utilización de coeficientes de transmisión de calor medios y la no consideración de la resistencia térmica de los vidrios en el balance) son fácilmente cuantificables. Sin embargo, la *interface* del software TAS utilizado es muy cerrada, de manera que no es posible determinar exactamente como realiza internamente los balances, cuáles son los coeficientes de transmisión de calor que emplea en ellos o de qué modo proyecta la radiación solar incidente sobre los elementos verticales del edificio. Aun así, las diferencias obtenidas entre el modelo simulado y el desarrollo matemático realizado son lo suficientemente reducidas para considerar que –a falta de un modelo experimental sobre el que validar los resultados obtenidos, y teniendo en cuenta que el software TAS es una herramienta verificada y validada por organismos competentes– dicho desarrollo matemático permite afirmar la bondad de los resultados obtenidos en el modelo de simulación, además de servir como una herramienta simplificada para el predimensionado de edificios que dispongan de una fachada con tipología de DFAV.

## REFERENCIAS

ASHRAE. *ASHRAE Handbook Fundamentals*. Atlanta: ASHRAE, 1993. ISBN 9780910110969.

España. Real Decreto 1027/2007, de 20 de julio, por el que se aprueba el Reglamento de Instalaciones Térmicas en los Edificios. *Boletín oficial del Estado*, 29 de agosto de 2007, núm. 207, p. 35931.

TAS EDSL Ltd. *A-Tas Theory Manual*. Gran Bretaña, 2001.

TAS EDSL Ltd. *A-Tas Reference Manual*. Gran Bretaña, 2001.





## Capítulo 8

# RESULTADOS Y DISCUSIÓN

### 8.1 COMPROBACIONES PREVIAS

#### 8.1.1 Ajuste de los rangos de temperatura del aire de climatización para alcanzar condiciones de confort interiores

En este punto se pretende verificar que las condiciones operativas indicadas para la planta de climatización en la simulación son adecuadas para alcanzar unas condiciones de confort térmico interior adecuadas en el edificio de estudio.

Para ello se ha procedido a analizar, para una serie de casos simulados que a continuación se expondrán, los valores de la temperatura resultante alcanzados en las diferentes zonas ocupadas del edificio de estudio. En lugar de visualizar los valores numéricos de temperatura para todas las horas del año, se ha considerado más eficaz hacerlo con las frecuencias (en horas) en las que el edificio se encuentra dentro de unos determinados rangos de temperatura operativa.

En las tablas que se presentarán puede observarse el rango de temperaturas operativas que va de los 19°C a los 31°C. Cabe tener en cuenta que, según lo establecido por el RITE, el rango de confort en relación con la temperatura operativa va de los 21°C a los 26°C, por lo que todas las horas que se encuentren en rangos de temperatura fuera de éste no ofrecen unas condiciones de confort térmico adecuadas a los usuarios del edificio.

Para realizar estas simulaciones previas al proceso de optimización de la DFAV se ha considerado el módulo de estudio como única zona, sin subdivisión ni zonificación alguna. Esto es debido a que, en este caso, no interesa investigar la estratificación de temperaturas en el espacio interior, ni verificar la adecuada definición de las zonificaciones presentadas por ASHRAE y RITE. Al contrario, únicamente interesa establecer si es posible, con una tipología

constructiva de DFAV estándar y con el edificio sujeto a unas cargas internas y unas condiciones operativas típicas para una oficina, alcanzar en el entorno mediterráneo las condiciones de confort térmico interior que marca el RITE.

#### 8.1.1.1. Caso entrepiel DFAV no ventilada

##### ▪ Temperatura máxima del aire de climatización fijada a 26°C:

Las frecuencias (en horas) para la temperatura resultante durante todo el año simulado, para las diferentes zonas del edificio de estudio, se muestran en la Tabla 8.1. Tan sólo se han considerado las horas ocupadas del edificio, según el calendario introducido en la simulación, es decir, la franja horaria que va de 8:00h a 20:00h de lunes a viernes (esto hace un total de 3132 horas). Las situaciones fuera del rango de confort térmico se han marcado en rojo.

Band (°C)	<19	19>	20>	21>	22>	23>	24>	25>	26>	27>	28>	29>	30>	31>
Módulo inferior	0	0	44	82	73	109	195	295	791	947	570	26	0	0
Módulo superior	5	43	143	94	129	138	160	283	557	688	624	260	8	0
Ground floor	0	0	9	71	71	104	172	407	905	977	415	1	0	0
Módulo estudio	0	5	77	91	84	134	151	213	598	881	714	183	1	0

Tabla 8.1. Frecuencias (horas) para la temperatura resultante del edificio de estudio. Caso temperatura máxima aire climatización 26°C y DFAV sin ventilar

Lo primero que puede observarse es que, en el caso de no ventilar la entrepiel de la DFAV y mantener la temperatura máxima del aire de climatización a 26°C, según la indicación del RITE, hay un gran número de horas en las que el edificio está en uso pero su temperatura resultante es mayor a 26°C, con lo que no se están alcanzando las condiciones de confort térmico adecuadas. Por ejemplo en el caso del módulo de estudio, que es el segundo más crítico por debajo del módulo superior (el más expuesto a la radiación solar incidente), vemos que los espacios ocupados se encuentran durante 183 horas anuales (de 3132 horas ocupadas) a una temperatura superior a 29°C, 714 horas anuales a una temperatura entre 28°C y 29°C, 881 horas anuales a una temperatura entre 27°C y 28°C y, finalmente, 598 horas anuales a una temperatura entre 26°C y 27°C.

Puede observarse también que todas las zonas del edificio se encuentran en ciertos momentos por encima de la temperatura máxima de confort, a pesar de que algunas son más críticas que otras. Así, a medida que se consideran plantas a más altura sobre el nivel del suelo, las temperaturas resultantes son mayores (las zonas presentan más horas con temperaturas más elevadas). Esto se debe a que, para la orientación considerada, a mayor altura la radiación solar incidente sobre la fachada es mayor, lo que eleva la temperatura radiante del espacio, cosa que repercute en la temperatura resultante del mismo.

Por la parte baja del rango de temperaturas considerado también se observan algunas horas en que los espacios están a una temperatura operativa inferior a 21°C, aunque la situación es mucho menos acusada. En este caso se sigue el mismo patrón de comportamiento que con las temperaturas máximas, siendo más críticas las zonas más expuestas (especialmente el módulo superior).

Parece pues claro que con la configuración constructiva planteada y una temperatura del aire de climatización de 26°C las condiciones de confort térmico interior quedan muy alejadas de la situación real alcanzada. Para intentar mejorar esta situación se ha procedido a disminuir la temperatura del aire de climatización hasta los 24°C (el valor recomendado por el estándar ASHRAE) y, posteriormente, a ventilar la entrepiel según diferentes estrategias. Una vez hecho esto, se valorará si la situación puede mejorar aumentando la temperatura mínima del aire de climatización, y se determinarán las demandas de climatización para cada uno de los casos

expuestos, para decidir cuál es el rango operativo óptimo, que será el que se mantenga para las simulaciones sucesivas.

▪ **Temperatura máxima del aire de climatización fijada a 25°C:**

Como en el caso anterior, las frecuencias para la temperatura resultante durante las horas de funcionamiento del edificio para las diferentes zonas se muestran en la Tabla 8.2.

Band (°C)	<19	19>	20>	21>	22>	23>	24>	25>	26>	27>	28>	29>	30>	31>
Módulo inferior	0	0	48	85	82	125	268	777	978	718	51	0	0	0
Módulo superior	5	44	145	104	128	146	249	575	684	688	347	17	0	0
Ground floor	0	0	11	79	72	121	309	885	1075	565	15	0	0	0
Módulo estudio	0	6	87	86	94	137	190	568	881	828	245	10	0	0

Tabla 8.2. Frecuencias (horas) para la temperatura resultante del edificio de estudio. Caso temperatura máxima aire climatización 25°C y DFAV sin ventilar

Puede comprobarse que al disminuir la temperatura máxima del aire de climatización hasta los 25°C la situación mejora, ya que la temperatura operativa desciende, de manera que el máximo en este caso se da en el rango entre 29°C y 30°C. La mejora es bastante significativa. Aun así, por ejemplo, en el caso del módulo de estudio continúan teniéndose 1964 horas anuales (en lugar de 2377) en las que la temperatura operativa es superior a los 26°C (y, por lo tanto, por encima del límite de confort térmico). La mejora respecto al caso anterior, por lo tanto, es de un 17,4%.

Por otra parte, el número de horas en que los espacios están a una temperatura operativa inferior a 21°C empeora. Para el módulo de estudio, por ejemplo, se pasa de 82 a 93 horas anuales por debajo de los 21°C, lo que supone un incremento de horas fuera del rango de confort de un 13,4%.

▪ **Temperatura máxima del aire de climatización fijada a 24°C:**

Para una temperatura máxima de climatización de 24°C, las frecuencias para la temperatura resultante se muestran en la Tabla 8.3.

Band (°C)	<19	19>	20>	21>	22>	23>	24>	25>	26>	27>	28>	29>	30>	31>
Módulo inferior	0	1	58	85	88	208	745	1000	849	98	0	0	0	0
Módulo superior	6	47	144	115	129	227	553	683	761	431	36	0	0	0
Ground floor	0	0	15	84	83	232	832	1114	731	41	0	0	0	0
Módulo estudio	0	7	92	98	96	168	515	909	886	332	29	0	0	0

Tabla 8.3. Frecuencias (horas) para la temperatura resultante del edificio de estudio. Caso temperatura máxima aire climatización 24°C y DFAV sin ventilar

En este caso se consigue situar el rango máximo de temperatura operativa un grado por debajo, entre 28°C y 29°C. La mejora es importante (del 36,5% respecto al caso anterior, para el módulo de estudio). A pesar de ello, continúa habiendo 1247 horas anuales en las que la temperatura operativa del módulo de estudio se encuentra por encima del límite de confort térmico. El número de horas en que los espacios están a una temperatura operativa inferior a 21°C aumenta de nuevo (un 6,4% respecto al caso anterior, para el módulo de estudio).

La estrategia de disminuir la temperatura del aire de climatización, como puede verse, no es demasiado efectiva. Considerando la temperatura operativa máxima alcanzada en este último caso (28,74°C), y teniendo en cuenta que esta temperatura es la media entre la temperatura del aire y la radiante de cada zona (33,48°C para este valor pico), en el caso crítico debería impulsarse el aire de climatización a una temperatura de 18,5°C para estar, en todas las horas de funcionamiento del edificio, dentro del rango de confort definido por el RITE.

Parece evidente que no debería introducirse aire de climatización en el edificio a una temperatura tan reducida, no sólo por el consumo energético que esto supondría, sino porque las condiciones de confort térmico en las zonas que se vieran afectadas por el chorro de aire del sistema de climatización serían muy deficientes.

Puede concluirse de estas pruebas previas que, para una tipología constructiva estándar de DFAV sujeta a las condiciones operativas típicas de un edificio de oficinas, en clima mediterráneo no es posible alcanzar las condiciones de confort térmico que indica el RITE durante todas las horas de funcionamiento del edificio, ya que las temperaturas radiantes alcanzadas en los espacios interiores del edificio en ciertos momentos son demasiado elevadas.

Para aproximarnos el máximo posible a la situación de confort térmico deseada, se ha decidido modificar la temperatura máxima del aire de climatización, estableciendo un valor de 24°C. Este valor, que es el indicado por el estándar ASHRAE y el recomendado por expertos en el área consultados (JG Ingenieros) como de uso típico en edificios de oficinas, se mantendrá fijo en todas las simulaciones que se lleven a cabo a partir de este punto.

Una vez realizado este cambio, se procederá a probar si, ventilando la cavidad de la entrepíel de la DFAV, es posible alcanzar una temperatura operativa de 26°C en todas las zonas y horas de uso del edificio analizado.

#### 8.1.1.2. Caso entrepíel DFAV ventilada

##### ▪ Ventilación por recirculación del aire de ventilación de los espacios interiores:

En este caso la ventilación de la entrepíel de la DFAV se lleva a cabo a través de la recirculación del aire de ventilación de los espacios interiores ocupados del edificio. El caudal de ventilación máximo disponible viene dado por el ratio indicado en el RITE (1,25 l/s·m<sup>2</sup>). Considerando la superficie disponible de 144 m<sup>2</sup> por planta y la sección de entrada de la entrepíel de la doble fachada (3,20 x 0,80 metros), tenemos que el máximo caudal de aire disponible que puede impulsarse por este medio son 0,216 kg/s para cada planta.

Para estas nuevas condiciones, las frecuencias para la temperatura resultante en las diferentes zonas del edificio se muestran en la Tabla 8.4.

Band (°C)	<19	19>	20>	21>	22>	23>	24>	25>	26>	27>	28>	29>	30>	31>
Módulo inferior	0	1	69	91	86	223	766	1016	811	69	0	0	0	0
Módulo superior	5	40	149	106	132	217	579	726	772	385	21	0	0	0
Ground floor	0	0	64	89	102	338	873	1058	596	12	0	0	0	0
Módulo estudio	0	7	89	100	97	167	519	945	889	303	16	0	0	0

Tabla 8.4. Frecuencias (horas) para la temperatura resultante del edificio de estudio. Caso temperatura máxima aire climatización 24°C y DFAV ventilada con aire de recirculación interior

Como puede observarse, existe una diferencia muy escasa con los resultados obtenidos sin ventilación. Para el módulo de estudio, tan sólo se consigue pasar de 1247 horas anuales por encima de los 26°C a 1208 horas por encima de esta temperatura resultante, lo que supone una mejora del 3%. Esta mejora tan reducida puede deberse a que, a pesar de que el aire impulsado está a una temperatura menor a la de la entrepíel —lo que es favorable para disminuir la carga incidente en el edificio—, el caudal impulsado es tan bajo que los beneficios a nivel de mejora de la temperatura de confort de los espacios interiores son muy pequeños.

Por su parte, el número de horas en que los espacios están a una temperatura operativa inferior a 21°C también disminuye ligeramente (de 99 a 96 horas, lo que supone una reducción

del 3%), de manera que la ventilación de la entrepiel supone también un beneficio en este aspecto.

A continuación se muestran los resultados obtenidos para un caudal de ventilación superior, teniendo en cuenta que el aire suplementario introducido en la entrepiel de la DFAV procede de una aportación exterior, de manera que su temperatura será la correspondiente al aire exterior para cada hora simulada.

▪ **Ventilación mixta (recirculación más aportación exterior). Caudal bajo:**

Como ya se ha indicado, en este caso el caudal de ventilación impulsado por la entrepiel de la DFAV tiene un origen mixto: por una parte, está el caudal de recirculación considerado en el punto anterior. Por otra, se lleva a cabo la introducción de un caudal de aire exterior según el ratio máximo encontrado en el desarrollo matemático planteado en el Capítulo 6. Este ratio máximo de ventilación es de  $0,033 \text{ kg/s}\cdot\text{m}^2$  que, considerando la superficie disponible por planta y la sección de la entrepiel de la DFAV, se corresponde con un valor de 2,79 kg de aire por segundo a impulsar por cada planta de la doble fachada considerada. Este caudal estará formado por los 0,216 kg/s de aire de recirculación considerados en el caso anterior, más una aportación exterior (a temperatura exterior) de 2,574 kg/s.

Los resultados en relación a las frecuencias para las temperaturas resultantes alcanzadas en las diferentes zonas del edificio de estudio se muestran en la Tabla 8.5:

Band (°C)	<19	19>	20>	21>	22>	23>	24>	25>	26>	27>	28>	29>	30>	31>
Módulo inferior	0	8	131	106	168	346	814	902	632	25	0	0	0	0
Módulo superior	12	108	166	155	177	313	590	683	660	261	7	0	0	0
Ground floor	0	7	129	120	182	519	834	891	450	0	0	0	0	0
Módulo estudio	0	27	138	120	149	233	638	876	770	181	0	0	0	0

Tabla 8.5. Frecuencias (horas) para la temperatura resultante del edificio de estudio. Caso temperatura máxima aire climatización 24°C y DFAV con ventilación mixta a caudal bajo

Puede notarse que se alcanza una mejora bastante importante respecto al caso con ventilación procedente de recirculación del aire interior. Así, para el módulo de estudio, se consigue pasar de 1208 horas anuales por encima de los 26°C a 951 horas por encima de esta temperatura resultante. Esto supone una mejora del 21,3% respecto al caso de ventilación únicamente procedente de la recirculación de aire interior, y una mejora del 23,7% respecto al caso no ventilado.

Sin embargo, el número de horas en que los espacios están a una temperatura operativa inferior a 21°C aumenta de manera más notable (pasando de 96 a 165 horas por debajo de la temperatura mínima de confort, lo que supone un incremento de casi el 72%), sobre todo en la zona más expuesta (módulo superior), de manera que la ventilación de la entrepiel supone un perjuicio en este aspecto.

Es posible seguir aumentando el caudal de ventilación de la entrepiel con el objetivo de mejorar las condiciones térmicas del interior del edificio y analizar los resultados obtenidos, teniendo en cuenta que dicho aumento de caudal procederá de fracción de aportación exterior.

▪ **Ventilación mixta (recirculación más aportación exterior). Caudal alto:**

En este caso se ha aumentado el caudal de ventilación impulsado por la entrepiel de la DFAV, manteniendo la parte de recirculación interior e incrementando la fracción de aportación exterior por encima de la máxima determinada en el modelo matemático desarrollado en el

Capítulo 6. Esta segunda aportación se ha doblado respecto la considerada en el punto anterior, siendo el caudal total impulsado por la entrepel de la doble fachada 4 kg/s. Los resultados obtenidos se presentan en la Tabla 8.6.

Band (°C)	<19	19>	20>	21>	22>	23>	24>	25>	26>	27>	28>	29>	30>	31>
Módulo inferior	0	15	135	124	195	379	800	872	593	19	0	0	0	0
Módulo superior	17	115	190	166	177	332	595	668	641	226	5	0	0	0
Ground floor	0	9	141	131	197	548	819	870	417	0	0	0	0	0
Módulo estudio	0	30	151	140	169	257	664	860	721	140	0	0	0	0

Tabla 8.6. Frecuencias (horas) para la temperatura resultante del edificio de estudio. Caso temperatura máxima aire climatización 24°C y DFAV con ventilación mixta a caudal alto

Los resultados para el módulo de estudio comparados con los obtenidos anteriormente muestran que la mejora en este caso es considerablemente menor. Así, se consigue llegar hasta una situación en la que hay 861 horas anuales por encima de los 26°C de temperatura resultante. Esto supone una mejora del 9,5% respecto al caso de ventilación mixta anterior, menor que la que se conseguía pasando del caudal de ventilación muy bajo de recirculación a un caudal relativamente elevado, como el indicado en el punto anterior.

Por su parte, el número de horas en que los espacios están a una temperatura operativa inferior a 21°C vuelve a aumentar, aunque notablemente menos que en el caso anterior (un 9,7% respecto a dicho caso), pasando de 165 a 181 horas por debajo de 21°C.

En el caso que se volviera a doblar el caudal de aire inyectado en la entrepel de la DFAV, a base de aumentar la aportación exterior, los resultados serían los mostrados en la Tabla 8.7:

Band (°C)	<19	19>	20>	21>	22>	23>	24>	25>	26>	27>	28>	29>	30>	31>
Módulo inferior	0	20	149	143	219	414	798	832	542	15	0	0	0	0
Módulo superior	22	132	207	175	178	374	591	632	637	181	3	0	0	0
Ground floor	0	17	158	150	225	563	796	851	372	0	0	0	0	0
Módulo estudio	2	37	170	152	190	271	682	838	685	105	0	0	0	0

Tabla 8.7. Frecuencias (horas) para la temperatura resultante del edificio de estudio. Caso temperatura máxima aire climatización 24°C y DFAV con ventilación mixta a caudal muy alto

Que, como puede verse, casi no mejora la situación térmica interior respecto a los casos antes expuestos (respecto al caso anterior, mejora un 8,2% por la banda alta de temperaturas y empeora un 14,4% por la banda baja).

Para determinar –no sólo a nivel de temperaturas operativas alcanzadas sino también de demanda del edificio vinculada al sistema de climatización– cuáles son los valores óptimos de temperatura del aire de climatización, en la Tabla 8.8 se muestran las demandas de refrigeración, calefacción y totales del edificio, para cada uno de los casos planteados.

CASO	Demanda Calefacción (kWh)	Demanda Refrigeración (kWh)	Demanda Total (kWh)
Sin ventilar, $T_{\max}$ 26°C	463,90	29655,55	30119,46
Sin ventilar, $T_{\max}$ 25°C	483,10	34422,98	34906,08
Sin ventilar, $T_{\max}$ 24°C	511,26	39493,61	40004,87
Ventilación por recirculación	513,78	38115,09	38628,87
Ventilación mixta, caudal bajo	939,51	33185,24	34124,75
Ventilación mixta, caudal alto	1075,83	32007,79	33083,63
Ventilación mixta, caudal muy alto	1255,87	30712,31	31968,19

Tabla 8.8. Demandas de climatización y totales asociadas a los casos planteados en las Tablas 8.1 a 8.7

Como puede verse, existe un aumento de la demanda muy importante vinculado a la disminución de la temperatura del aire de climatización (aumentando aproximadamente un 15% por cada grado bajado). Las diferencias al ventilar la entrepíel no son tan notables, sobre todo a partir de cierto caudal de ventilación (ventilación mixta a caudal bajo), aunque la tendencia es a aumentar la demanda de calefacción y disminuir la de refrigeración al aumentar el caudal de aire impulsado por la doble fachada. Se comprueba también que la demanda de refrigeración es claramente superior en todos los casos.

Así pues, por una parte puede concluirse que disminuyendo la temperatura del aire de climatización se incrementa la demanda de frío en un porcentaje similar al porcentaje de mejora en las condiciones de confort térmico asociadas. No se disminuirá dicha temperatura por debajo de los 24°C, que es la temperatura recomendada por ASHRAE. Además, por la parte baja el número de horas por debajo del rango de confort se mantiene constante en un valor bastante reducido, de manera que se mantendrá el valor mínimo de la temperatura del aire a 21°C, sin aumentarlo para evitar incrementar innecesariamente la demanda de calefacción vinculada.

Por otra parte, puede llegarse a la conclusión que la estrategia de aumentar el caudal de ventilación de la entrepíel de la DFAV a partir de una aportación exterior no supone una mejora importante a nivel de temperaturas resultantes obtenidas, sobre todo a partir de un cierto caudal de ventilación. Aumentando el caudal de ventilación, la reducción de la demanda de refrigeración y la mejora de las condiciones de confort no son tan importantes como para compensar el aumento de la demanda de calefacción que conlleva y, sobre todo, el empeoramiento de las condiciones de confort térmico por la parte baja del rango de temperaturas. Parece pues que debería ventilarse la entrepíel de la DFAV en función de las condiciones exteriores de temperatura y radiación solar, y aumentar el caudal de ventilación de aportación exterior sólo en los casos en que haya demanda de refrigeración.

La recirculación por su parte no parece ser una solución demasiado interesante, ni a nivel de reducir demandas de climatización (aproximadamente un 3,4%) ni de mejorar las condiciones de confort térmico interiores.

A partir de los resultados obtenidos, se ha decidido modificar las temperaturas de climatización en las sucesivas simulaciones que se lleven a cabo, empleando los valores de **21°C como temperatura mínima y 24°C como temperatura máxima**.

### **8.1.2. Determinación del flujo de calor a través de las paredes medianeras**

Como se indicó en el Capítulo 6, el objetivo de definir el modelo del edificio de estudio con una única fachada expuesta y tres medianeras, además del hecho de intentar definir dichas medianeras como paredes adiabáticas, era únicamente el poder centrarnos en el efecto de la DFAV y sus diferentes modos de operación sobre el comportamiento térmico y energético de un edificio de oficinas estándar. El hecho de que la transmisión de calor se produzca principalmente a través de la doble fachada podría simplificar el proceso de obtención de conclusiones en relación con la optimización del sistema de fachada analizado.

Para intentar independizar la DFAV del resto de elementos constructivos del modelo de manera que la radiación solar, que es un elemento de gran influencia en la carga total del espacio interior, sólo afecte a la fachada, se ha modelizado un edificio adyacente al edificio de estudio, de manera que las tres paredes medianeras no tengan incidencia de radiación solar en la cara exterior. Además este edificio adyacente se ha definido completamente opaco, para que



el efecto de la carga solar sea menor, y con las mismas condiciones internas que el edificio de estudio, intentando minimizar así la transmisión de calor entre ambos.

Para comprobar la hipótesis de que las medianeras del edificio de estudio se comportan como paredes adiabáticas, se analizarán los flujos de calor a través de ellas y se compararán con el flujo de calor a través de la DFAV, para verificar si ciertamente el valor de los primeros es despreciable frente al segundo.

Además del modelo base con el edificio adyacente al de estudio, se ha probado una modelización alternativa: con el mismo edificio de estudio pero sin el adyacente (de manera que las medianeras sean fachadas expuestas), aumentando además el aislamiento de las tres paredes opacas del edificio, intentando minimizar así las pérdidas y ganancias de calor con el ambiente exterior.

A continuación se presentan los resultados obtenidos en las simulaciones, en relación con las temperaturas (superficiales y del ambiente interior), los flujos de calor a través de las superficies interiores de la zona ocupada del edificio de estudio, así como con las cargas y demandas de climatización de la zona, en los dos casos planteados. Los resultados mostrados son los correspondientes al módulo de estudio y a la hora crítica a nivel de carga de refrigeración (día 247,15h). El modelo simulado es el caso base sin ventilación de la entrepíel.

	External Temperature (°C)	Medianera O Internal Temperature (°C)	Medianera O External Temperature (°C)	Medianera N Internal Temperature (°C)	Medianera N External Temperature (°C)	Medianera E Internal Temperature (°C)	Medianera E External Temperature (°C)	Piel interior DFAV Internal Temperature	Piel interior DFAV External Temperature	Módulo estudio Dry Bulb (°C)	Módulo estudio Radiant Temp (°C)	Módulo estudio Resultant Temp (°C)
Con edificios anexos	30,50	29,36	26,01	29,74	26,01	29,63	26,01	34,14	39,16	24,00	32,16	28,08
Sin edificios anexos y fachada superaislada	30,50	29,48	39,02	29,70	30,76	29,68	30,83	34,13	39,15	24,00	32,15	28,08

Tabla 8.9. Temperaturas ambientales (seca, radiante y resultante) y temperaturas superficiales del módulo de estudio. Caso día crítico verano y DFAV sin ventilación

Los resultados a nivel de temperaturas superficiales y de zona, como puede verse en la Tabla 8.9, muestran que no hay diferencias significativas en los casos simulados en relación con las temperaturas radiantes y resultantes de la zona de estudio, ni con las temperaturas de las superficies interiores del edificio. Las diferencias están, claro está, en las temperaturas superficiales exteriores, al estar en un caso expuestas a la radiación solar y en el otro no.

	Módulo estudio Heating Load (kW)	Módulo estudio Cooling Load (kW)	Módulo estudio Solar Gain (kW)	Módulo estudio Lighting Gain (kW)	Módulo estudio Equipment Gain (kW)	Módulo estudio Occupant Sensible	Módulo estudio Occupancy Latent Gain
Con edificios anexos	0,00	10,22	3,88	1,69	1,55	1,06	0,78
Sin edificios anexos y fachada superaislada	0,00	10,23	3,88	1,69	1,55	1,06	0,78

Tabla 8.10. Cargas interiores y de climatización para el módulo de estudio. Caso día crítico verano y DFAV sin ventilación

Respecto a las cargas del espacio interior, según se indica en la Tabla 8.10, éstas son idénticas en ambos casos, como debía esperarse.

Dónde sí pueden observarse algunas diferencias es en el flujo de calor a través de las medianeras (o fachadas opacas en el segundo caso). En la Tabla 8.11 se muestran los valores de los diferentes componentes de la transmisión de calor que afectan a cada una de las medianeras o fachadas opacas (carga solar incidente, convección al ambiente interior y radiación de onda larga respecto el ambiente interior). La transmisión neta de calor a través de las superficies que componen el módulo de estudio es la indicada bajo el nombre de *Internal*

*Conduction* (marcada en rojo), y es positiva si el flujo de calor total entra a la zona analizada y negativa si sale de ésta (por convenio de signos del programa TAS).

	Medianera O Internal Solar Gain (W)	Medianera O Internal Conduction (W)	Medianera O Internal Long Wave (W)	Medianera O Internal Convection (W)	Medianera N Internal Solar Gain (W)	Medianera N Internal Conduction (W)	Medianera N Internal Long Wave (W)	Medianera N Internal Convection (W)	Medianera E Internal Solar Gain (W)	Medianera E Internal Conduction (W)	Medianera E Internal Long Wave (W)	Medianera E Internal Convection (W)
Con edificios anexos	43,34	-39,97	196,36	-199,74	349,82	-176,54	698,92	-872,2	95,21	-56,29	174,12	-213,03
Sin edificios anexos y fachada superaislada	44,32	-23,86	190,54	-211,01	348,99	-196,13	711,36	-864,21	97,39	-49,66	173,5	-221,24

Tabla 8.11. Transmisión de calor a través de las paredes opacas del módulo de estudio. Caso día crítico verano y DFAV sin ventilación

La proporción de transmisión de calor por las medianeras respecto a la transmisión por la fachada puede calcularse a partir de los datos de la Tabla 8.11 y la Tabla 8.12. Para hacer la comparativa entre los flujos de calor a través de la fachada y del resto de muros es necesario dividir el valor correspondiente a la *Internal Conduction* entre el área de cada uno de los elementos, al ser éstas muy diferentes entre sí. Estos valores se muestran en la Tabla 8.13.

	Piel interior DFAV Internal Solar Gain	Piel interior DFAV Internal Conduction	Piel interior DFAV Internal Long Wave (W)	Piel interior DFAV Internal Convection
Con edificios anexos	866,45	1773,47	-810,66	-1829,26
Sin edificios anexos y fachada superaislada	866,42	1773,79	-811,53	-1828,67

Tabla 8.12. Transmisión de calor a través de la piel interior de la DFAV del módulo de estudio. Caso día crítico verano y DFAV sin ventilación

	Piel interior DFAV Internal Conduction (W/m <sup>2</sup> )	Medianera O Internal Conduction (W/m <sup>2</sup> )	Medianera N Internal Conduction (W/m <sup>2</sup> )	Medianera E Internal Conduction (W/m <sup>2</sup> )
Con edificios anexos	27,13	-2,42	-2,67	-3,40
Sin edificios anexos y fachada superaislada	27,13	-1,44	-2,97	-3,00

Tabla 8.13. Transmisión de calor por metro cuadrado a través de los cerramientos del módulo de estudio. Caso día crítico verano y DFAV sin ventilación

Como puede verse, el flujo a través de las medianeras es mucho menor (aproximadamente entre un 5% y un 12,5%, según el caso) del existente a través de la fachada, en los dos casos simulados. Puede decirse también que los resultados obtenidos con las dos modelizaciones realizadas no son significativamente diferentes.

Sin embargo, a pesar de que los flujos de calor totales a través de las medianeras son reducidos, no pueden considerarse despreciables. Después de estas pruebas previas, pues, cabe decir que la consideración que se había realizado en el Capítulo 6 para modelizar el edificio de estudio de manera que sus tres medianeras tuvieran un comportamiento adiabático no se ajusta exactamente con la realidad.

Aun así, puede afirmarse que la modelización de un edificio opaco anexo al edificio de estudio es útil para minimizar el efecto de las transmisiones de calor secundarias que se producen en el segundo. Por ello, y ya que el programa TAS no permite definir las condiciones de contorno de tipo adiabático, se ha optado por continuar con esta modelización en las simulaciones sucesivas a realizar, por ser la que se ajusta más a la posible realidad constructiva del edificio de estudio y por ofrecer resultados próximos a los perseguidos. Cabe decir también que esto no afectará a las conclusiones que puedan extraerse del proceso de optimización de la DFAV que se llevará a cabo en los apartados sucesivos de este capítulo.

## 8.2. DETERMINACIÓN DEL DÍA CRÍTICO DE INVIERNO Y VERANO

Para determinar el día crítico a nivel de climatización del edificio de estudio se realizará la simulación del caso base sin ventilación, que es el que presenta una demanda más elevada de refrigeración (ver Tabla 8.8).

En primer lugar, se analizarán los picos de calefacción y refrigeración, para determinar a qué día y hora del año tipo simulado se corresponden. Estos valores se corresponderán con los días críticos de invierno y verano respectivamente, que serán los que se analicen (junto con los valores de demanda globales del edificio) en detalle en las simulaciones correspondientes al procedimiento de optimización de la DFAV.

El procedimiento de determinación del día crítico de invierno y verano se llevará a cabo para las cuatro orientaciones principales de la fachada.

Por otro lado, se hará un primer análisis zonal de los valores anuales de demanda de refrigeración y calefacción del edificio, para determinar si la demanda de éste es mayoritariamente de frío o de calor. Si el edificio presenta una demanda importante de calefacción, los modelos con un mayor caudal de ventilación de la entrepíel de la DFAV podrían perjudicar el comportamiento energético del conjunto, al aumentar la demanda de calefacción del edificio. Este aspecto deberá tenerse en cuenta a la hora de definir la estrategia de ventilación óptima de la DFAV.

### 8.2.1. Día crítico de invierno y verano para la orientación de fachada Sur

Los resultados obtenidos se muestran en la siguiente tabla:

	Módulo inferior Calefacción	Módulo inferior Refrigeración	Módulo superior Calefacción	Módulo superior Refrigeración	Ground floor Calefacción	Ground floor Refrigeración	Módulo estudio Calefacción	Módulo estudio Refrigeración
<b>Demanda anual ZONA (kWh)</b>	64,73	9742,22	279,89	10196,22	16,93	9102,71	149,71	10452,48
<b>Carga pico ZONA (kW)</b>	2,54	9,02	5,68	10,88	1,31	7,96	4,11	10,22
<b>Día y Hora Pico</b>	17 / 9h	247 / 15h	17 / 9h	247 / 15h	17 / 9h	247 / 15h	360 / 9h	247 / 15h
<b>Demanda / m<sup>2</sup> (kWh/m<sup>2</sup>)</b>	0,46	68,90	1,98	72,11	0,12	64,38	1,06	73,92

Tabla 8.14. Demandas de calefacción y refrigeración (anuales, pico y por metro cuadrado) para las diferentes zonas del edificio de estudio, y día y hora de la carga pico en cada caso. Calendario incluyendo los festivos. Orientación Sur

En la tabla se muestran los valores de demanda total anual (en kWh) y de carga pico (en kW) de calefacción y refrigeración, para cada una de las zonas del edificio de estudio. También se indica el ratio de demanda por metro cuadrado para cada zona y, por último, el día y hora en que tiene lugar la carga pico en cada caso.

Como puede observarse, el pico de calefacción se da a las 9:00h del día 17 o 360, mientras que el de refrigeración se da, para todas las zonas, a las 15:00h del día 247. Los días 17 y 360 se corresponden con los días 17 de enero y 26 de diciembre, mientras que el 247 se corresponde con el 4 de septiembre.

Teniendo en cuenta que el día crítico de invierno para el módulo de estudio coincide con un festivo, se ha procedido a modificar el calendario introducido en el programa TAS, de manera que se excluyan los días festivos con fecha concreta (1 y 6 de enero, 1 de mayo, 15 de agosto, 11 de septiembre, 12 de octubre, 1 de noviembre y 25 y 26 de diciembre). Una vez hecho esto, se ha simulado de nuevo el modelo, obteniéndose los siguientes resultados:

	Módulo inferior Calefacción	Módulo inferior Refrigeración	Módulo superior Calefacción	Módulo superior Refrigeración	Ground floor Calefacción	Ground floor Refrigeración	Módulo estudio Calefacción	Módulo estudio Refrigeración
Demanda anual ZONA (kWh)	52,73	9495,72	243,68	9942,32	15,10	8872,53	124,55	10190,36
Demanda pico ZONA (kW)	3,15	9,02	6,25	10,88	1,50	7,97	4,62	10,22
Día y Hora Pico	361 / 9h	247 / 15	361 / 9h	247 / 15h	361 / 9h	247 / 15h	361 / 9h	247 / 15h
Demanda / m <sup>2</sup> (kWh/m <sup>2</sup> )	0,37	67,15	1,72	70,31	0,11	62,75	0,88	72,07

Tabla 8.15. Demandas de calefacción y refrigeración (anuales, pico y por metro cuadrado) para las diferentes zonas del edificio de estudio, y día y hora de la carga pico en cada caso. Calendario sin incluir festivos. Orientación Sur

Como se ve, el día crítico de invierno ha cambiado respecto al caso anterior, de manera que ahora es el 27 de diciembre para todas las zonas, siempre a las 9:00h. El día crítico de verano se mantiene en el 4 de septiembre.

Para seleccionar los días críticos que se analizarán detalladamente durante el proceso de optimización de la DFAV nos centraremos en el caso del módulo de estudio, a pesar de que los resultados podrían ser perfectamente extensibles al resto de zonas del edificio de estudio. Así pues, los días críticos para la orientación de fachada Sur serán el día 27 de diciembre (a las 9:00h) para el régimen de invierno y el día 4 de septiembre (a las 15:00 horas) para el régimen de verano.

En las simulaciones próximas se tendrá en cuenta el calendario modificado excluyendo los festivos.

Antes de pasar a analizar el resto de orientaciones de la fachada, se hará un análisis preliminar del perfil global de demanda de climatización de las diferentes zonas del edificio, para determinar si éste es mayoritariamente de refrigeración o de calefacción. Esta información será valiosa para definir la estrategia de ventilación de la entrepíel de la DFAV a fin de optimizar el comportamiento termoenergético del edificio. Así pues, en la Tabla 8.16 se muestran las demandas globales del edificio (en kWh), tanto de refrigeración como de calefacción, así como los ratios de demanda por área ocupada (en kWh/m<sup>2</sup>). Como puede verse, el perfil de demanda del edificio es claramente de refrigeración, como ya era de esperar debido a la tipología de fachada empleada, al alto nivel de insolación de la misma –propio del clima mediterráneo–, así como a las altas cargas internas aplicadas en los espacios ocupados, típicas de los edificios de oficinas. Para la orientación Sur y en el caso base sin ventilación de la fachada, la demanda de calefacción anual del edificio supone menos de un 2% de la demanda de refrigeración.

	Calefacción	Refrigeración
Demanda anual EDIFICIO (kWh)	436,06	38500,92
Demanda / m <sup>2</sup> EDIFICIO (kWh/m <sup>2</sup> )	0,77	68,07

Tabla 8.16. Demandas de calefacción y refrigeración (anuales y por metro cuadrado) para el edificio de estudio. Orientación Sur

## 8.2.2. Día crítico de invierno y verano para la orientación de fachada Este

Los resultados obtenidos para la fachada Este se muestran en la siguiente tabla:

	Módulo inferior Calefacción	Módulo inferior Refrigeración	Módulo superior Calefacción	Módulo superior Refrigeración	Ground floor Calefacción	Ground floor Refrigeración	Módulo estudio Calefacción	Módulo estudio Refrigeración
Demanda anual ZONA (kWh)	230,52	8049,11	536,24	8523,63	119,65	7530,81	324,04	8592,57
Demanda pico ZONA (kW)	4,96	9,45	7,62	10,59	3,45	7,80	6,21	10,55
Día y Hora Pico	15 / 9h	232 / 9h	15 / 9h	232 / 9h	15 / 9h	232 / 9h	15 / 9h	232 / 9h
Demanda / m <sup>2</sup> (kWh/m <sup>2</sup> )	1,63	56,92	3,79	60,28	0,85	53,26	2,29	60,77

Tabla 8.17. Demandas de calefacción y refrigeración (anuales, pico y por metro cuadrado) para las diferentes zonas del edificio de estudio, y día y hora de la carga pico en cada caso. Orientación Este

Para esta orientación el día crítico para el régimen de invierno es el 15 de enero (a las 9:00h), y el día crítico de verano es el 20 de agosto, a las 9:00h (momento de máxima incidencia solar sobre la fachada para la orientación Este).

Respecto al perfil global de demanda de climatización del edificio –para determinar si éste es mayoritariamente de refrigeración o de calefacción–, los resultados del análisis se exponen en la Tabla 8.18. Puede verse que el perfil de demanda continúa siendo predominantemente de refrigeración, a pesar de que en este caso, debido a la menor incidencia de radiación solar sobre la fachada, la demanda de refrigeración disminuye ligeramente, mientras que la de calefacción se ve algo incrementada. Aún así, tenemos que para la orientación de fachada Este y el caso base sin ventilación, la demanda de calefacción anual del edificio supone únicamente un 3,7% de la demanda de refrigeración.

	Calefacción	Refrigeración
Demanda anual EDIFICIO (kWh)	1210,46	32696,12
Demanda / m <sup>2</sup> EDIFICIO (kWh/m <sup>2</sup> )	2,14	57,81

Tabla 8.18. Demandas de calefacción y refrigeración (anuales y por metro cuadrado) para el edificio de estudio. Orientación Este

### 8.2.3. Día crítico de invierno y verano para la orientación de fachada Oeste

Para la fachada Oeste, los resultados obtenidos son los que se muestran en la Tabla 8.19:

	Módulo inferior Calefacción	Módulo inferior Refrigeración	Módulo superior Calefacción	Módulo superior Refrigeración	Ground floor Calefacción	Ground floor Refrigeración	Módulo estudio Calefacción	Módulo estudio Refrigeración
Demanda anual ZONA (kWh)	161,59	10184,30	452,19	10760,82	75,80	9430,97	267,54	10892,77
Demanda pico ZONA (kW)	4,21	13,63	7,01	15,94	2,61	11,88	5,5	15,39
Día y Hora Pico	361 / 9h	246 / 19h	361 / 9h	246 / 19h	15 / 9h	248 / 19h	361 / 9h	248 / 19h
Demanda / m <sup>2</sup> (kWh/m <sup>2</sup> )	1,14	72,02	3,20	76,10	0,54	66,70	1,89	77,04

Tabla 8.19. Demandas de calefacción y refrigeración (anuales, pico y por metro cuadrado) para las diferentes zonas del edificio de estudio, y día y hora de la carga pico en cada caso. Orientación Oeste

En este caso se han escogido los días críticos que afectan al módulo de estudio, debido a que éstos diferían entre las diferentes zonas del edificio. Así pues, para la orientación Oeste el día crítico para el régimen de invierno es el 27 de diciembre (a las 9:00h) y el día crítico de verano es el 5 de septiembre (a las 19:00h).

Respecto al perfil global de demanda de climatización del edificio, puede verse en la Tabla 8.20 que éste es de nuevo mayoritariamente de refrigeración. Para la orientación de fachada Oeste y el caso base sin ventilación, la demanda de calefacción anual del edificio supone tan sólo un 2,3% de la demanda de refrigeración.

	Calefacción	Refrigeración
Demanda anual EDIFICIO (kWh)	957,11	41268,86
Demanda / m <sup>2</sup> EDIFICIO (kWh/m <sup>2</sup> )	1,69	72,96

Tabla 8.20. Demandas de calefacción y refrigeración (anuales y por metro cuadrado) para el edificio de estudio. Orientación Oeste

### 8.2.4. Día crítico de invierno y verano para la orientación de fachada Norte

Por último, los resultados obtenidos para la fachada Norte se muestran en la Tabla 8.21:

	Módulo inferior Calefacción	Módulo inferior Refrigeración	Módulo superior Calefacción	Módulo superior Refrigeración	Ground floor Calefacción	Ground floor Refrigeración	Módulo estudio Calefacción	Módulo estudio Refrigeración
Demanda anual ZONA (kWh)	316,98	6659,51	695,74	7139,35	172,29	6302,40	433,96	7072,91
Demanda pico ZONA (kW)	5,37	7,22	7,95	8,31	3,8	6,48	6,55	7,93
Día y Hora Pico	15 / 9h	212 / 15h	15 / 9h	212 / 15h	15 / 9h	212 / 15h	15 / 9h	212 / 15h
Demanda / m <sup>2</sup> (kWh/m <sup>2</sup> )	2,24	47,10	4,92	50,49	1,22	44,57	3,07	50,02

Tabla 8.21. Demandas de calefacción y refrigeración (anuales, pico y por metro cuadrado) para las diferentes zonas del edificio de estudio, y día y hora de la carga pico en cada caso. Orientación Norte

Los días críticos para la orientación de fachada Norte son el 15 de enero (a las 9:00h) para el régimen de invierno y el 31 de julio (a las 9:00h) para el régimen de verano.

Respecto al análisis del perfil global de demanda de climatización del edificio, puede verse en la Tabla 8.22 que dicho perfil, incluso en la orientación con menos exposición solar, continúa siendo prácticamente en su totalidad de refrigeración. Para la orientación de fachada Norte y el caso base sin ventilación, la demanda de calefacción anual del edificio supone apenas un 6% de la demanda de refrigeración.

	Calefacción	Refrigeración
Demanda anual EDIFICIO (kWh)	1618,98	27174,17
Demanda / m <sup>2</sup> EDIFICIO (kWh/m <sup>2</sup> )	2,86	48,04

Tabla 8.22. Demandas de calefacción y refrigeración (anuales y por metro cuadrado) para el edificio de estudio. Orientación Norte

## 8.3. SIMULACIONES CON CAUDAL DE VENTILACIÓN DE LA DFAV NULO

### 8.3.1. Resultados anuales para el edificio de estudio

A continuación se procederá a analizar los resultados globales para el edificio de estudio, a nivel de cargas (tanto por zona como totales), demandas de climatización anuales y picos de climatización, así como a nivel de frecuencia (en horas) de las temperaturas alcanzadas en las diferentes zonas del edificio.

Este análisis se realizará para las cuatro orientaciones principales simuladas (S, E, O y N), comparándose los resultados obtenidos.

### 8.3.1.1. Cargas y demandas de climatización globales

#### ▪ Orientación Sur:

En las siguientes figuras se muestran las demandas de calefacción (rojo) y refrigeración (azul), así como las cargas solares totales (amarillo), las cargas por iluminación (naranja), por ocupación (verde oscuro), equipos (rosa) y la suma de cargas internas (morado) para el edificio de estudio. En la Figura 8.1 aparecen los valores de demanda anuales y en la Figura 8.2 los mensuales.

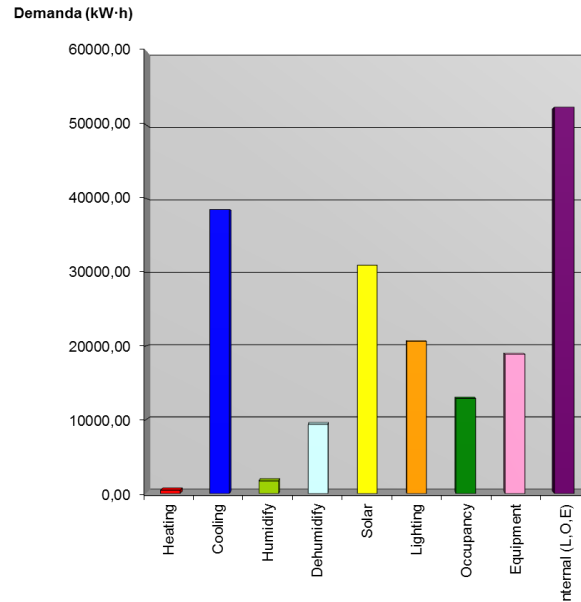


Figura 8.1. Demanda anual total (calefacción, refrigeración, suma de cargas solares y cargas internas) para el edificio de estudio. Caso sin ventilación. Orientación Sur

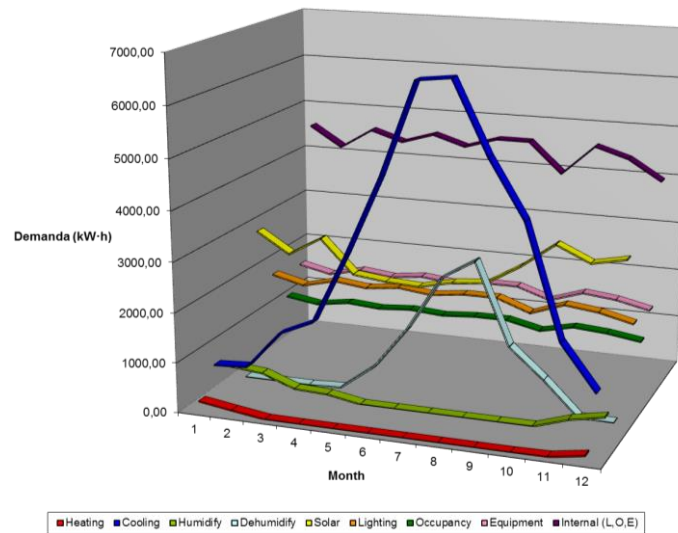


Figura 8.2. Demanda mensual total (calefacción, refrigeración, suma de cargas solares y cargas internas) para el edificio de estudio. Caso sin ventilación. Orientación Sur

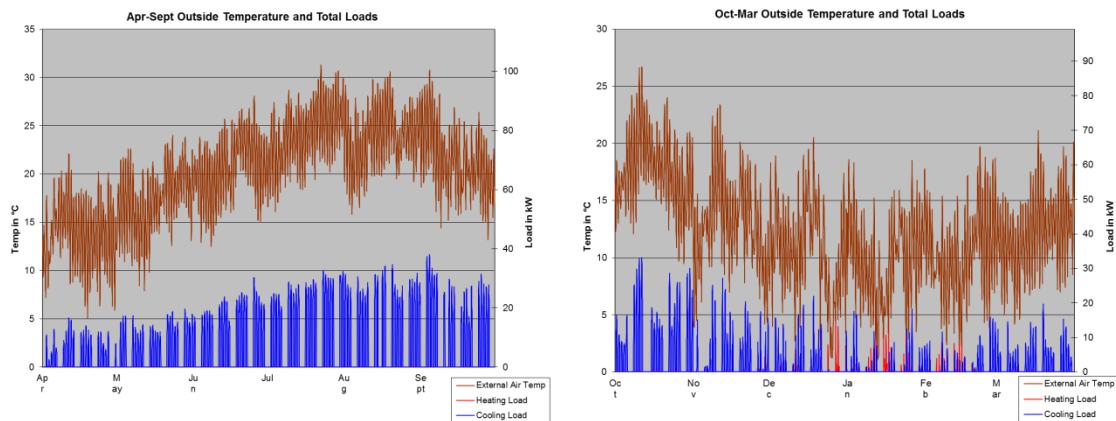
La demanda de refrigeración (que asciende a 38500,92 kWh) es mayoritaria, siendo la de calefacción (436,06 kWh) prácticamente despreciable. A pesar de que se tiene demanda de refrigeración durante todo el año, ésta presenta un pico estacional muy importante entre los



meses de junio-julio y septiembre, con el máximo situado a principios de septiembre. La demanda de calefacción sólo está presente durante los meses de noviembre a febrero-marzo.

La carga principal que afecta al edificio es la carga interna (suma de iluminación, ocupación y equipos). La procedente de la radiación solar incidente también es elevada, pero se ve bastante reducida por el hecho de haber utilizado un vidrio de control solar en la piel exterior de la DFAV, además de por la tipología constructiva de fachada en sí.

El valor de las cargas internas es de 52380,96 kWh y, lógicamente, son uniformes durante todo el año (y serán invariables en todas las simulaciones que se llevarán a cabo). La carga solar total, por su parte, es de 30967,10 kWh (lo que representa un 59% de las cargas internas) y, como puede verse en la Figura 8.2, es bastante uniforme a lo largo del año.



Figuras 8.3 y 8.4. Evolución de las cargas de calefacción y refrigeración frente a la temperatura externa. Caso sin ventilación. Orientación Sur. Período de refrigeración (Figura 8.3) y Período de calefacción (Figura 8.4).

En las figuras 8.3 y 8.4 se muestra la evolución de la temperatura exterior (en marrón) frente a la evolución de las cargas de calefacción (en rojo) y refrigeración (en azul). Puede verse que en el período que va de abril a septiembre (definido como de refrigeración, Figura 8.3), únicamente nos encontramos con cargas de refrigeración, siendo éstas bastante uniformes (aunque un poco más elevadas entre julio y septiembre). En el período considerado de calefacción (de octubre a marzo, Figura 8.4) pueden verse algunas puntas de calefacción en los meses centrales (enero y febrero principalmente), aunque son muy reducidas y el perfil global del edificio está igualmente dominado por las cargas de refrigeración.

#### ▪ Orientación Este:

En las Figuras 8.5 y 8.6 se muestran las demandas anuales y mensuales correspondientes a la orientación Este.



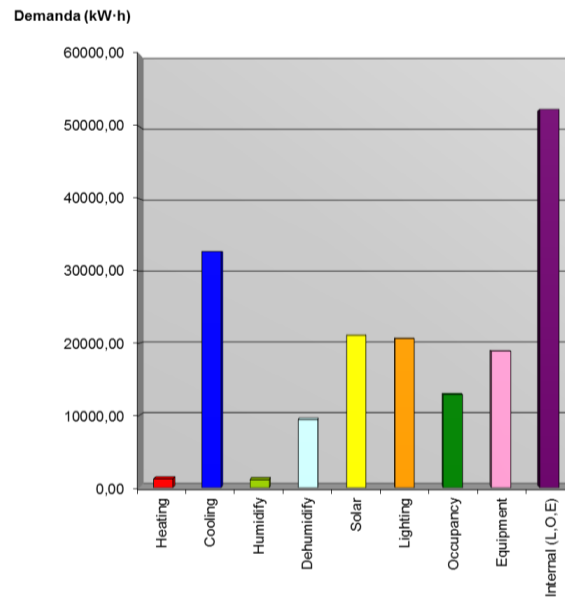


Figura 8.5. Demanda anual total (calefacción, refrigeración, suma de cargas solares y cargas internas) para el edificio de estudio. Caso sin ventilación. Orientación Este

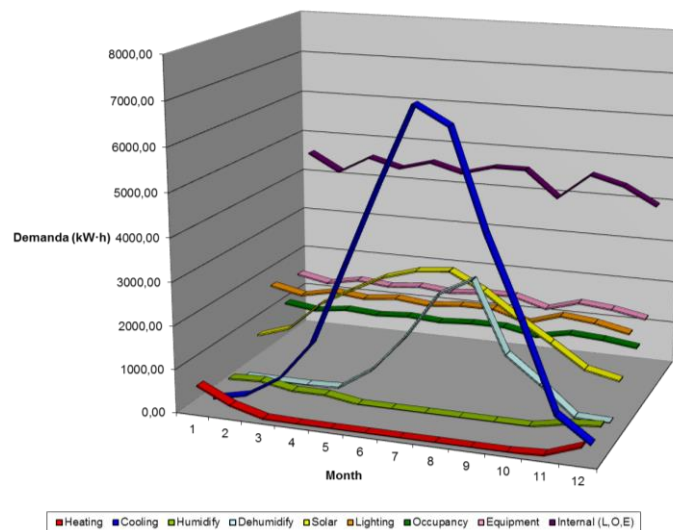


Figura 8.6. Demanda mensual total (calefacción, refrigeración, suma de cargas solares y cargas internas) para el edificio de estudio. Caso sin ventilación. Orientación Este

En este caso la demanda total de refrigeración es menor, alcanzando los 32696,14 kWh, mientras que la de calefacción asciende ligeramente, hasta los 1210,46 kWh, y sigue estando presente únicamente en los meses de noviembre a marzo.

La carga principal que afecta al edificio sigue siendo la carga interna (invariable en 52380,96 kWh) frente a la carga solar (21067,75 kWh), que para esta orientación se ve reducida y representa únicamente un 40% de la primera. La carga solar, además, no es uniforme como en la orientación Sur, sino que presenta valores muy bajos en el período de calefacción y valores más elevados en el de refrigeración, con máximo entre los meses de agosto y septiembre.

▪ **Orientación Oeste:**

Del mismo modo, las demandas correspondientes a la orientación Oeste pueden verse en las Figuras 8.7 y 8.8.

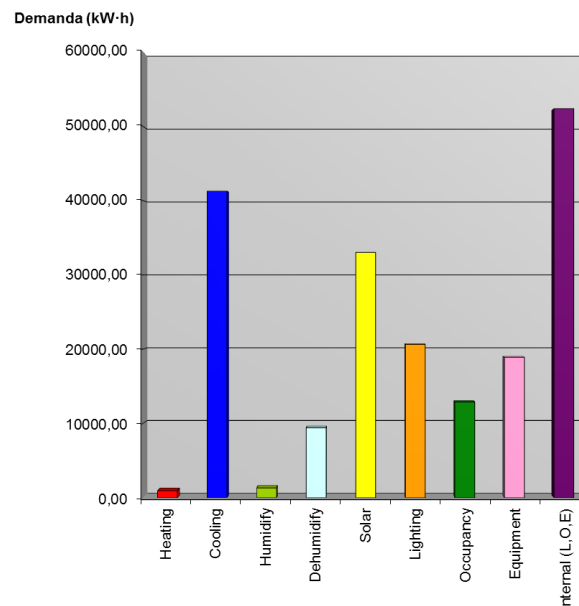


Figura 8.7. Demanda anual total (calefacción, refrigeración, suma de cargas solares y cargas internas) para el edificio de estudio. Caso sin ventilación. Orientación Oeste

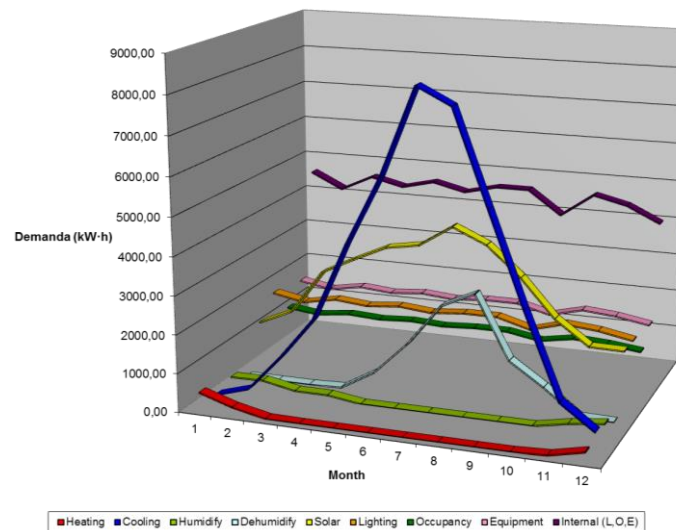


Figura 8.8. Demanda mensual total (calefacción, refrigeración, suma de cargas solares y cargas internas) para el edificio de estudio. Caso sin ventilación. Orientación Oeste

En este caso la demanda total de refrigeración es mayor que en los dos anteriores, alcanzando los 41268,84 kWh, mientras que la de calefacción desciende a 957,11 kWh. El pico estacional de la demanda de refrigeración se sitúa en el mes de julio. La demanda de calefacción vuelve a darse únicamente durante los meses de noviembre a febrero-marzo.

En este caso la carga solar adquiere un carácter más importante, alcanzando los 33013,97 kWh, lo que representa el 63% de las cargas internas –que continúa siendo la carga térmica dominante–. Además presenta valores muy elevados durante el período de refrigeración, con máximo en el mes de agosto.

▪ **Orientación Norte:**

Finalmente, las demandas correspondientes a la orientación Norte se muestran en las Figuras 8.9 y 8.10.

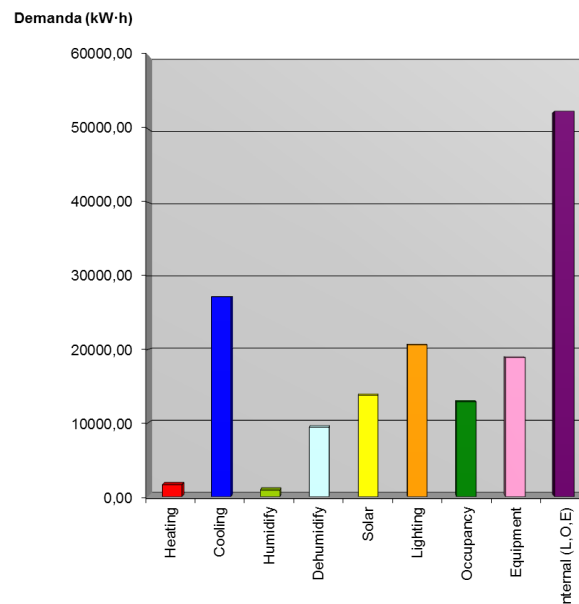


Figura 8.9. Demanda anual total (calefacción, refrigeración, suma de cargas solares y cargas internas) para el edificio de estudio. Caso sin ventilación. Orientación Norte

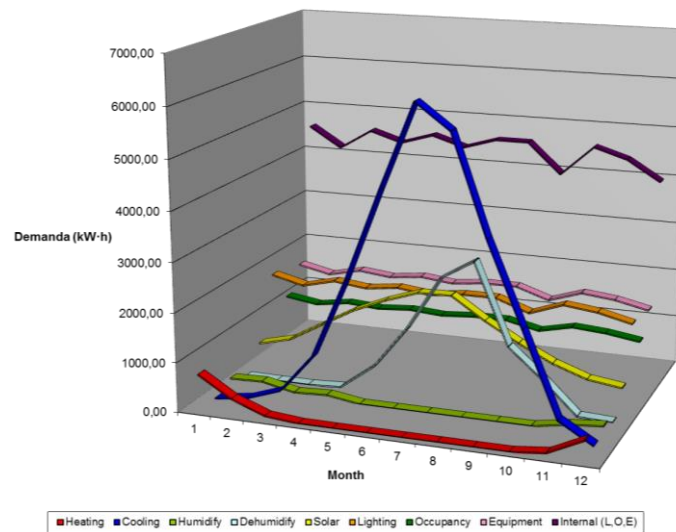


Figura 8.10. Demanda mensual total (calefacción, refrigeración, suma de cargas solares y cargas internas) para el edificio de estudio. Caso sin ventilación. Orientación Norte

En este caso la demanda total de refrigeración es la menor de todas las orientaciones, con un valor de 27174,18 kWh, mientras que la de calefacción es la mayor (dentro de lo reducida que es proporcionalmente con la de refrigeración), con un valor de 1618,98 kWh. El pico estacional de la demanda de refrigeración se sitúa en los meses de julio-agosto, mientras que la demanda de calefacción se tiene en los meses de noviembre a marzo-abril.

En este caso la carga solar es menos importante (13774,59 kWh), al estar la fachada poco expuesta a la radiación solar, de manera que las cargas internas dominan en mayor medida el comportamiento del edificio (la carga solar sólo representa un 26% de las cargas internas).

### 8.3.1.2. Cargas pico de climatización

No sólo es importante conocer la demanda global de climatización del edificio, sino que es de gran interés también determinar cuál es la carga pico, tanto de refrigeración como de calefacción que éste soporta, ya que este valor servirá para dimensionar el equipo de climatización. Si se consiguen disminuir las cargas pico, será posible la instalación de equipos de menor potencia, lo que puede llegar a suponer un ahorro económico muy importante.

#### ▪ Orientación Sur:

Las cargas pico de calefacción, para el edificio de estudio al completo y para las diferentes zonas, se presentan en las Tablas 8.23 y 8.24:

Carga Pico Calefacción (kW)	Carga Pico por metro cuadrado (W/m <sup>2</sup> )	Día Pico	Hora Pico
15,52	27,44	361	9

Tabla 8.23. Cargas pico de calefacción (total y por metro cuadrado) para el edificio de estudio. Caudal de ventilación nulo. Orientación Sur

Zona	Carga Pico Calefacción (kW)	Carga Pico por metro cuadrado (W/m <sup>2</sup> )	Día Pico	Hora Pico	Temperatura aire (°C)	Temperatura resultante (°C)
Módulo inferior	3,15	22,29	361	9	21,00	19,59
Módulo superior	6,25	44,19	361	9	21,00	18,20
Ground floor	1,50	10,64	361	9	21,00	20,25
Módulo estudio	4,62	32,64	361	9	21,00	19,11

Tabla 8.24. Cargas pico de calefacción (total y por metro cuadrado) para las zonas ocupadas del edificio de estudio. Caudal de ventilación nulo. Orientación Sur

Lo primero que puede observarse es que los días y horas en que se dan las cargas pico para las diferentes zonas coinciden con los indicados en el apartado de determinación del día crítico de invierno y verano. Para el conjunto del edificio, el pico de calefacción se da a las 9h del día 27 de diciembre. Este pico representa el valor instantáneo de carga de calefacción más elevado para todo el edificio, y no es la suma de los diferentes picos individuales para cada una de las zonas. Los picos se producen en momentos en que en el exterior se dan condiciones de temperatura exterior y radiación solar muy reducidas (por ejemplo, para el día 361 a las 9h, la radiación global es de 6 W/m<sup>2</sup> y la temperatura exterior es de 4,7°C). Además, coinciden con la primera hora de la mañana, ya que el sistema de climatización en ese momento lleva 12 horas desconectado; esto unido al hecho que el cerramiento del edificio de estudio (fachada de vidrio) tiene una inercia térmica muy baja, hacen que, en el momento de ponerse en marcha el sistema de clima, la temperatura del ambiente interior a climatizar sea la más baja de todo el periodo.

Por otro lado, si se observan las temperaturas de los diferentes espacios ocupados (Tabla 8.24), puede verse que la temperatura del aire de climatización se sitúa en los cuatro casos en el valor más bajo dentro del rango de funcionamiento indicado (21°C), y que la temperatura operativa está por debajo del rango de confort (21°C) en las cuatro zonas ocupadas. Si se observan las temperaturas radiantes de estos tres casos, se ve que todas ellas son muy reducidas (siendo el valor mínimo el del módulo superior, con 15,4°C).

En relación con las cargas de los diferentes espacios, las zonas que están a más altura sobre el nivel del suelo, al estar más expuestas a las condiciones exteriores, presentan una

demanda de calefacción mayor. Además, las plantas superior (módulo superior) e inferior (*ground floor*), por sus características particulares, presentan un patrón de comportamiento más marcado. De este modo, como el módulo superior está muy expuesto al ambiente exterior (a través de la cubierta además de a través de la fachada), tiene unas pérdidas energéticas mayores que hacen que su demanda y su carga pico de calefacción sean las mayores de todas las zonas del edificio. Con la planta baja pasa algo similar, pero en este caso, como la solera está bien aislada la zona es la menos expuesta de todas, de manera que su demanda y su carga pico de calefacción también son las menores de todo el edificio, con bastante diferencia. A pesar de estas apreciaciones, cabe destacar una vez más la poca importancia relativa que tienen las cargas de calefacción sobre las totales del edificio.

Respecto a las cargas pico de refrigeración, pueden verse en las Tablas 8.25 y 8.26:

Carga Pico Refrigeración (kW)	Carga Pico por metro cuadrado ( $\text{W/m}^2$ )	Día Pico	Hora Pico
38,09	67,34	247	15

Tabla 8.25. Cargas pico de refrigeración (total y por metro cuadrado) para el edificio de estudio. Caudal de ventilación nulo. Orientación Sur

Zona	Carga Pico Refrigeración (kW)	Carga Pico por metro cuadrado ( $\text{W/m}^2$ )	Día Pico	Hora Pico	Temperatura aire ( $^{\circ}\text{C}$ )	Temperatura resultante ( $^{\circ}\text{C}$ )
Módulo inferior	9,02	63,78	247	15	24,00	27,47
Módulo superior	10,88	76,96	247	15	24,00	28,61
Ground floor	7,97	56,33	247	15	24,00	27,23
Módulo estudio	10,22	72,30	247	15	24,00	28,08

Tabla 8.26. Cargas pico de refrigeración (total y por metro cuadrado) para las zonas ocupadas del edificio de estudio. Caudal de ventilación nulo. Orientación Sur

También en este caso los días y horas en que se dan los picos de demanda para las diferentes zonas coinciden con el día crítico de verano. Para el conjunto del edificio, el pico de refrigeración también se da a las 15h del día 4 de septiembre. Los picos se producen en momentos en que en el exterior se dan condiciones de temperatura exterior y radiación solar muy elevadas (radiación global de  $772 \text{ W/m}^2$  y temperatura exterior de  $30,5^{\circ}\text{C}$ ). Además, coinciden con la primera hora de la tarde, cuando el aire interior de los espacios está a una temperatura elevada después de recibir cargas térmicas desde la hora de inicio de la actividad, y cuando además la zona recibe las cargas térmicas diferidas por radiación de onda larga por parte de las paredes del recinto, que han absorbido radiación solar las horas previas.

Observando las temperaturas de los diferentes espacios ocupados (Tabla 8.26) puede verse que la temperatura del aire de climatización se sitúa en los cuatro casos en el valor más alto dentro del rango de funcionamiento indicado ( $24^{\circ}\text{C}$ ), y que la temperatura operativa está por encima del rango de confort ( $26^{\circ}\text{C}$ ) en todas las zonas ocupadas. Si se observan las temperaturas radiantes de estos tres casos, se ve que todas ellas son muy elevadas (siendo el valor máximo el del módulo superior, con  $33,22^{\circ}\text{C}$ ). Este punto ya se había tratado en el apartado de Consideraciones previas, llegando a la conclusión de que, en los momentos críticos, no era posible alcanzar las condiciones de confort térmico en las zonas ocupadas empleando una temperatura de climatización máxima razonable (no menor de  $24^{\circ}\text{C}$ ).

En relación con las cargas de los diferentes espacios, como en el caso anterior, las zonas que están a más altura sobre el nivel del suelo estarán más expuestas a la radiación solar lo que les hará presentar una demanda de refrigeración mayor y unas cargas pico superiores. La planta superior, al ser la más expuesta al ambiente exterior, es la que presenta una carga pico de refrigeración más importante (10,88 kW), mientras que la planta baja, al ser la menos expuesta, es la que tiene la carga pico de refrigeración más baja de todo el edificio (7,97 kW).

#### ▪ Orientación Este:

Las cargas pico de calefacción para la orientación Este se presentan, del mismo modo que en el caso anterior, en las Tablas 8.27 y 8.28:

Carga Pico Calefacción (kW)	Carga Pico por metro cuadrado ( $W/m^2$ )	Día Pico	Hora Pico
22,24	39,31	15	9

Tabla 8.27. Cargas pico de calefacción (total y por metro cuadrado) para el edificio de estudio. Caudal de ventilación nulo. Orientación Este

Zona	Carga Pico Calefacción (kW)	Carga Pico por metro cuadrado ( $W/m^2$ )	Día Pico	Hora Pico	Temperatura aire ( $^{\circ}C$ )	Temperatura resultante ( $^{\circ}C$ )
Módulo inferior	4,96	35,08	15	9	21,00	18,88
Módulo superior	7,62	53,88	15	9	21,00	17,78
Ground floor	3,45	24,38	15	9	21,00	19,33
Módulo estudio	6,21	43,90	15	9	21,00	18,56

Tabla 8.28. Cargas pico de calefacción (total y por metro cuadrado) para las zonas ocupadas del edificio de estudio. Caudal de ventilación nulo. Orientación Este

Los picos de demanda de calefacción para las diferentes zonas se dan en los días críticos de invierno de cada una de ellas. En este caso también se producen a primera hora de la mañana, y en días en que en el exterior se dan condiciones de temperatura exterior mínimas.

Las temperaturas resultantes de los diferentes espacios ocupados (Tabla 8.28) son más bajas aún que para la orientación Sur, encontrándose todas las zonas por debajo de los límites de confort térmico establecidos por el RITE. También ahora las temperaturas radiantes de los espacios son muy reducidas (mínimo de  $14,56^{\circ}C$  para el módulo superior).

Respecto a las cargas de los diferentes espacios, siguen el mismo patrón de comportamiento que para la orientación Sur, siendo la carga máxima la del módulo superior y la menor la de la planta baja. Cabe destacar que para la orientación Este las cargas de calefacción son mayores que para la Sur (a pesar de que globalmente son muy reducidas), al ser una fachada que recibe menos incidencia solar.

Respecto a las cargas pico de refrigeración, pueden verse en las Tablas 8.29 y 8.30:

Carga Pico Refrigeración (kW)	Carga Pico por metro cuadrado ( $W/m^2$ )	Día Pico	Hora Pico
38,38	67,85	232	9

Tabla 8.29. Cargas pico de refrigeración (total y por metro cuadrado) para el edificio de estudio. Caudal de ventilación nulo. Orientación Este

Zona	Carga Pico Refrigeración (kW)	Carga Pico por metro cuadrado (W/m <sup>2</sup> )	Día Pico	Hora Pico	Temperatura aire (°C)	Temperatura resultante (°C)
Módulo inferior	9,45	66,82	232	9	24,00	27,91
Módulo superior	10,59	74,89	232	9	24,00	28,41
Ground floor	7,80	55,12	232	9	24,00	27,45
Módulo estudio	10,55	74,58	232	9	24,00	28,32

Tabla 8.30. Cargas pico de refrigeración (total y por metro cuadrado) para las zonas ocupadas del edificio de estudio. Caudal de ventilación nulo. Orientación Este

Los picos de demanda de refrigeración siguen el mismo patrón que en el caso anterior: se producen el día crítico de verano, a la hora de mayor incidencia solar sobre la fachada. La temperatura del aire de climatización se sitúa en el valor más alto dentro del rango de funcionamiento indicado y la temperatura operativa está por encima del rango de confort (26°C) en todas las zonas ocupadas.

La carga máxima vuelve a ser la del módulo superior y la menor la de la planta baja. Para la orientación Este las cargas pico de refrigeración son menores que para la Sur, al ser una fachada menos expuesta a la radiación solar.

#### ▪ Orientación Oeste:

Las cargas pico de calefacción para la orientación Oeste se muestran en las Tablas 8.31 y 8.32:

Carga Pico Calefacción (kW)	Carga Pico por metro cuadrado (W/m <sup>2</sup> )	Día Pico	Hora Pico
19,15	33,85	361	9

Tabla 8.31. Cargas pico de calefacción (total y por metro cuadrado) para el edificio de estudio. Caudal de ventilación nulo. Orientación Oeste

Zona	Carga Pico Calefacción (kW)	Carga Pico por metro cuadrado (W/m <sup>2</sup> )	Día Pico	Hora Pico	Temperatura aire (°C)	Temperatura resultante (°C)
Módulo inferior	4,21	29,75	361	9	21,00	19,07
Módulo superior	7,01	49,59	361	9	21,00	17,86
Ground floor	2,61	18,43	15	9	21,00	19,78
Módulo estudio	5,50	38,89	361	9	21,00	18,70

Tabla 8.32. Cargas pico de calefacción (total y por metro cuadrado) para las zonas ocupadas del edificio de estudio. Caudal de ventilación nulo. Orientación Oeste

Puede comprobarse que todos los parámetros analizados para las dos orientaciones ya expuestas continúan siendo válidos para la fachada Oeste. Lo mismo puede decirse en relación con las cargas pico de refrigeración, que se muestran en las Tablas 8.33 y 8.34:

Carga Pico Refrigeración (kW)	Carga Pico por metro cuadrado (W/m <sup>2</sup> )	Día Pico	Hora Pico
56,64	100,13	246	19

Tabla 8.33. Cargas pico de refrigeración (total y por metro cuadrado) para el edificio de estudio. Caudal de ventilación nulo. Orientación Oeste



Zona	Carga Pico Refrigeración (kW)	Carga Pico por metro cuadrado (W/m <sup>2</sup> )	Día Pico	Hora Pico	Temperatura aire (°C)	Temperatura resultante (°C)
Módulo inferior	13,63	96,37	246	19	24,00	30,20
Módulo superior	15,94	112,70	246	19	24,00	31,45
Ground floor	11,88	83,97	248	19	24,00	29,91
Módulo estudio	15,39	108,85	248	19	24,00	31,15

Tabla 8.34. Cargas pico de refrigeración (total y por metro cuadrado) para las zonas ocupadas del edificio de estudio. Caudal de ventilación nulo. Orientación Oeste

Cabe decir que se verifica que la orientación crítica a nivel de carga de refrigeración es la Oeste, al ser la que presenta unos valores más elevados debido a que la incidencia solar máxima se da en una hora en la que los espacios interiores se encuentran a una temperatura muy elevada y los cerramientos interiores transmiten por radiación infrarroja la carga solar absorbida durante todo el día.

#### ▪ Orientación Norte:

Por último, las cargas pico de calefacción y refrigeración para la orientación Norte se muestran en las Tablas 8.35, 8.36, 8.37 y 8.38:

Carga Pico Calefacción (kW)	Carga Pico por metro cuadrado (W/m <sup>2</sup> )	Día Pico	Hora Pico
23,67	41,85	15	9

Tabla 8.35. Cargas pico de calefacción (total y por metro cuadrado) para el edificio de estudio. Caudal de ventilación nulo. Orientación Norte

Zona	Carga Pico Calefacción (kW)	Carga Pico por metro cuadrado (W/m <sup>2</sup> )	Día Pico	Hora Pico	Temperatura aire (°C)	Temperatura resultante (°C)
Módulo inferior	5,37	37,96	15	9	21,00	18,69
Módulo superior	7,95	56,22	15	9	21,00	17,63
Ground floor	3,80	26,90	15	9	21,00	19,15
Módulo estudio	6,55	46,30	15	9	21,00	18,41

Tabla 8.36. Cargas pico de calefacción (total y por metro cuadrado) para las zonas ocupadas del edificio de estudio. Caudal de ventilación nulo. Orientación Norte

Carga Pico Refrigeración (kW)	Carga Pico por metro cuadrado (W/m <sup>2</sup> )	Día Pico	Hora Pico
29,95	52,95	212	15

Tabla 8.37. Cargas pico de refrigeración (total y por metro cuadrado) para el edificio de estudio. Caudal de ventilación nulo. Orientación Norte

Zona	Carga Pico Refrigeración (kW)	Carga Pico por metro cuadrado (W/m <sup>2</sup> )	Día Pico	Hora Pico	Temperatura aire (°C)	Temperatura resultante (°C)
Módulo inferior	7,22	51,08	212	15	24,00	26,72
Módulo superior	8,31	58,77	212	15	24,00	27,42
Ground floor	6,48	45,85	212	15	24,00	26,49
Módulo estudio	7,93	56,08	212	15	24,00	27,06

Tabla 8.38. Cargas pico de refrigeración (total y por metro cuadrado) para las zonas ocupadas del edificio de estudio. Caudal de ventilación nulo. Orientación Norte



Puede comprobarse que todos los parámetros analizados para las orientaciones ya expuestas continúan siendo válidos para la fachada Norte. Lo mismo puede decirse en relación con las cargas pico de refrigeración, que se muestran en las Tablas 8.37 y 8.38:

▪ **Comparativa entre orientaciones para el módulo de estudio:**

A modo de comparativa, se muestran los resultados de cargas pico globales y por m<sup>2</sup>, de calefacción y refrigeración, para las cuatro orientaciones, para el caso del módulo de estudio.

	Sur	Este	Oeste	Norte
Carga Pico Calefacción (kW)	4,62	6,21	5,50	6,55
Pico calefacción por metro cuadrado (W/m <sup>2</sup> )	32,67	43,91	38,89	46,32
Carga Pico Refrigeración (kW)	10,22	10,55	15,39	7,93
Pico refrigeración por metro cuadrado (W/m <sup>2</sup> )	72,27	74,60	108,82	56,07

Tabla 8.39. Cargas pico de refrigeración (total y por metro cuadrado) para el módulo de estudio. Caudal de ventilación nulo. Comparativa entre orientaciones

Donde se ve que la orientación más crítica a nivel de refrigeración es, con mucha diferencia (casi el doble que la orientación Norte, de menor carga pico), la Oeste. Las cargas de calefacción son bastante similares entre ellas y muy inferiores a las de refrigeración, siendo mayores para las orientaciones menos expuestas a la radiación solar (Norte y Este) y menores para las otras (Sur y Oeste).

### 8.3.1.3. Frecuencias de temperaturas alcanzadas en el espacio ocupado

Del mismo modo que en el punto 8.1.1, se procederá a analizar, para cada orientación, las frecuencias (en horas) para la temperatura resultante durante todo el año simulado, para las diferentes zonas del edificio de estudio. Las situaciones fuera del rango de confort térmico (temperatura operativa entre 21°C y 26°C) aparecen marcadas en rojo.

▪ **Orientación Sur:**

Band (°C)	<19	19>	20>	21>	22>	23>	24>	25>	26>	27>	28>	29>	30>
Módulo inferior	0	4	52	68	84	209	725	972	815	107	0	0	0
Módulo superior	6	48	123	114	121	229	534	662	736	425	38	0	0
Ground floor	0	0	17	71	73	228	812	1080	711	44	0	0	0
Módulo estudio	0	8	78	89	96	165	506	882	855	328	29	0	0

Tabla 8.40. Frecuencias (horas) para la temperatura resultante del edificio de estudio. Caudal de ventilación nulo. Orientación Sur

▪ **Orientación Este:**

Band (°C)	<19	19>	20>	21>	22>	23>	24>	25>	26>	27>	28>	29>	30>
Módulo inferior	2	50	210	230	229	417	501	626	684	87	0	0	0
Módulo superior	31	147	270	217	174	386	404	456	574	365	12	0	0
Ground floor	0	25	171	207	261	517	526	682	622	25	0	0	0
Módulo estudio	5	60	202	202	226	313	504	621	672	225	6	0	0

Tabla 8.41. Frecuencias (horas) para la temperatura resultante del edificio de estudio. Caudal de ventilación nulo. Orientación Este

▪ **Orientación Oeste:**

Band (°C)	<19	19>	20>	21>	22>	23>	24>	25>	26>	27>	28>	29>	30>	31>
Módulo inferior	0	23	146	170	190	295	530	583	598	370	119	9	3	0
Módulo superior	20	134	192	167	179	282	413	424	485	433	203	91	10	3
Ground floor	0	9	123	142	191	370	562	607	651	291	84	6	0	0
Módulo estudio	2	37	168	146	181	259	482	516	602	392	178	67	4	2

Tabla 8.42. Frecuencias (horas) para la temperatura resultante del edificio de estudio. Caudal de ventilación nulo. Orientación Oeste

▪ **Orientación Norte:**

Band (°C)	<19	19>	20>	21>	22>	23>	24>	25>	26>	27>	28>	29>	30>
Módulo inferior	4	92	302	265	233	490	540	703	407	0	0	0	0
Módulo superior	49	222	324	222	180	453	398	460	635	93	0	0	0
Ground floor	0	53	243	280	275	562	586	816	221	0	0	0	0
Módulo estudio	7	93	294	239	229	459	505	592	609	9	0	0	0

Tabla 8.43. Frecuencias (horas) para la temperatura resultante del edificio de estudio. Caudal de ventilación nulo. Orientación Norte

Lo primero que puede observarse es que, al considerar el calendario descontando los días festivos, el número total de horas desciende desde las 3132 horas que se indicaban en el apartado 8.1.1 hasta las 3036 horas.

En relación con el comportamiento de las diferentes zonas del edificio de estudio, se comprueba que para todas las orientaciones se sigue el patrón encontrado en el apartado 8.1.1. Así pues, la zona crítica, que se encuentra más horas fuera del rango de temperatura de confort (tanto por la zona baja como por la zona alta), es el módulo superior, seguido por el módulo de estudio, el módulo inferior y, finalmente, la planta baja.

Respecto a las diferentes orientaciones, vemos que éstas tienen una influencia notable sobre las temperaturas operativas alcanzadas en los espacios ocupados. Por la parte alta del rango de temperaturas considerado la orientación crítica es la Oeste, cuyo pico de temperatura se produce en el rango entre los 31°C y los 32°C, y que presenta el mayor número de horas con una temperatura operativa por encima de los 26°C (4601 horas al año, para el conjunto de las cuatro zonas ocupadas del edificio). Por la parte baja, la orientación crítica es la Norte, por el mismo motivo (con 1683 horas por debajo de 21°C). El número de horas fuera del rango de confort es sin embargo mucho menor en este segundo caso, por lo que puede concluirse que la situación crítica se tendrá en la orientación Oeste a causa del sobrecalentamiento de los espacios.

### 8.3.2. Resultados para el día crítico de verano

A continuación pasarán a analizarse de manera detallada algunos parámetros que definen el comportamiento termoenergético del edificio, para el día crítico de verano. Se presentarán los resultados de las cuatro zonas ocupadas para las cuatro orientaciones, y se extraerán conclusiones realizando una comparativa de los resultados del módulo de estudio para las mismas. Recordemos que, para la fachada Sur, el día crítico de verano es el 4 de septiembre, para la Este es el 20 de agosto, para la Oeste el 5 de septiembre y, finalmente, para la Norte es el día 31 de julio.

### 8.3.2.1. Demandas de climatización

#### ▪ Orientación Sur:

Las demandas de climatización global del edificio (las cuatro zonas ocupadas) para el día crítico de verano se muestran en la Figura 8.11.

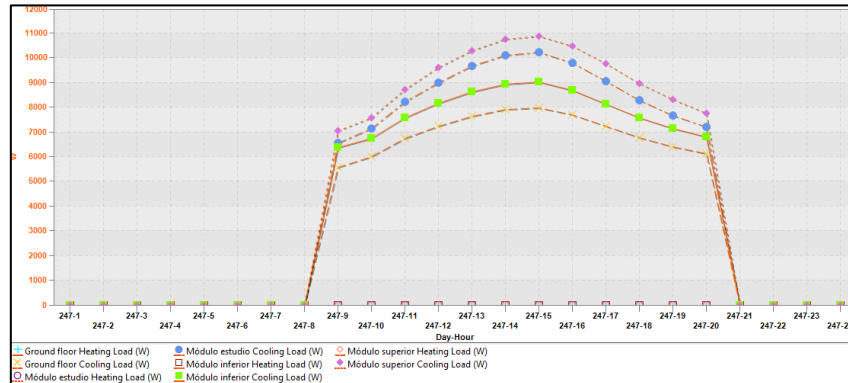


Figura 8.11. Demandas de climatización global del edificio de estudio. Día crítico verano. Orientación Sur

Puede observarse que la demanda de calefacción es nula, mientras que la demanda de refrigeración aumenta al aumentar la altura de planta y, con ella, la exposición a las condiciones exteriores (principalmente la radiación solar) de la misma. La carga pico máxima de refrigeración (10,88 kW) la presenta el módulo superior, y la mínima (7,97 kW) la planta baja (*ground floor*).

Las cargas térmicas y demandas de climatización del módulo de estudio para el día crítico de verano pueden verse en la Figura 8.12.

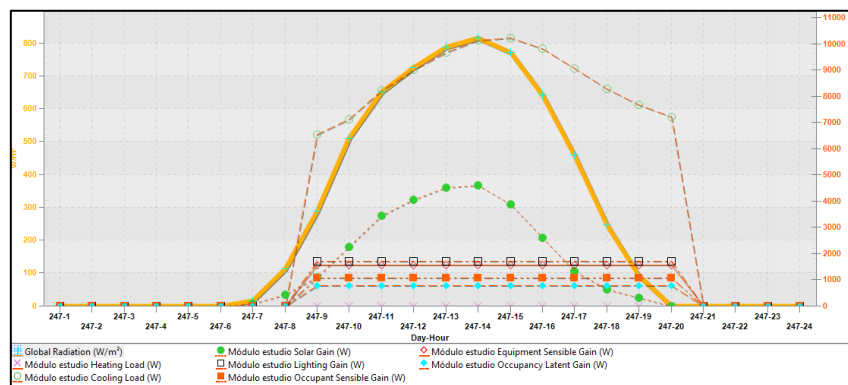


Figura 8.12. Cargas térmicas y demandas de climatización del módulo de estudio. Día crítico verano. Orientación Sur

De nuevo la demanda de calefacción es nula, mientras que la demanda de refrigeración sigue el perfil de la radiación solar (marcada en amarillo), y presenta su carga pico (de 10,22 kW) a las 15:00h, desfasada una hora del pico máximo de la radiación solar.

Las cargas internas (iluminación, equipos y ocupación) son constantes durante todas las horas de funcionamiento del edificio, y son en conjunto cuantitativamente más importantes que la carga solar, como ya se había indicado. La carga solar sigue el perfil de la radiación solar, presentando su máximo en el mismo momento que ésta.

#### ▪ Orientación Este:

En relación con las demandas de climatización globales del edificio, tenemos que la demanda de calefacción es nula y que la demanda de refrigeración se comporta de igual modo que en la orientación norte. Así, el módulo superior es el de mayor carga pico de refrigeración (10,59 kW a las 9h) y la planta baja la de menor carga pico (7,79 kW a las 9h).

Las cargas térmicas y demandas de climatización del módulo de estudio para el día crítico de verano pueden verse en la Figura 8.13.

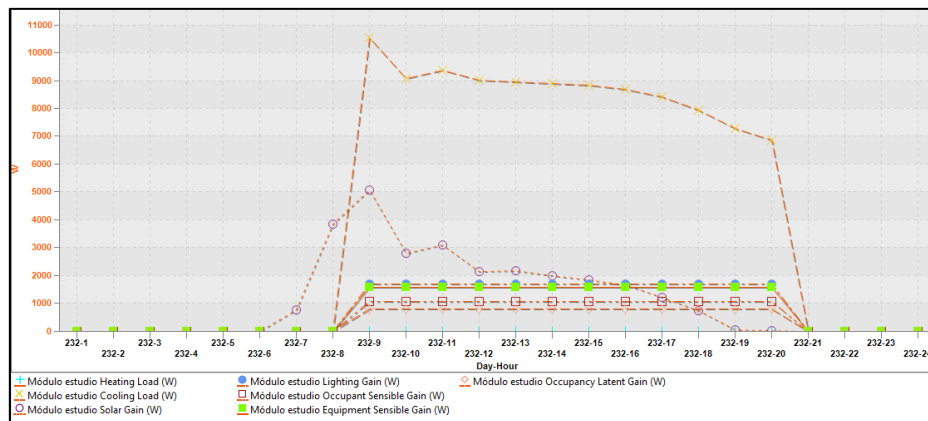


Figura 8.13. Cargas térmicas y demandas de climatización del módulo de estudio. Día crítico verano. Orientación Este

La refrigeración presenta su carga pico (10,54 kW) coincidiendo con el pico de la carga solar, que para esta orientación se desplaza a primera hora de la mañana, momento en que se produce la mayor incidencia solar sobre la fachada.

La suma de las cargas internas sigue siendo más importante que la carga solar, y además ésta última se ve muy reducida respecto a la orientación Sur.

#### ▪ Orientación Oeste:

En relación con las demandas de climatización globales del edificio, tenemos el mismo comportamiento que en las orientaciones anteriores, sólo que desplazado hacia las horas finales de la jornada, presentándose las cargas pico de refrigeración a las 19h para todas las zonas ocupadas. El módulo superior presenta la mayor carga pico de refrigeración (15,74 kW a las 19h) y la planta baja la menor (11,87 kW a las 19h), siendo estos valores pico considerablemente mayores que los de las orientaciones Sur y Este.

Las cargas térmicas y demandas de climatización del módulo de estudio para el día crítico de verano pueden verse en la Figura 8.14.

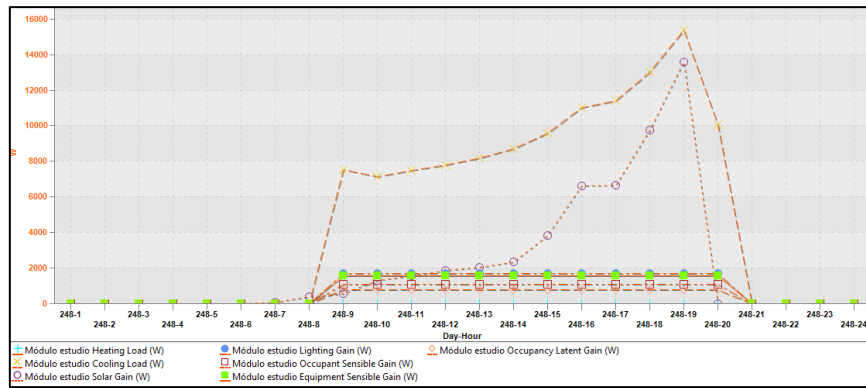


Figura 8.14. Cargas térmicas y demandas de climatización del módulo de estudio. Día crítico verano. Orientación Oeste

Puede verse como en este caso la carga predominante, por encima de las internas, es la carga solar, que presenta su máximo (13,60 kW) a las 19h, coincidiendo con el momento de mayor incidencia solar sobre la fachada. La carga pico de refrigeración tiene su máximo (15,39 kW) en ese mismo momento.

#### ▪ Orientación Norte:

Las demandas de climatización globales del edificio siguen un perfil similar al de la orientación Sur, al no haber unas horas determinadas en las que se produzcan picos importantes, relacionados con picos de radiación solar incidente sobre la fachada. No obstante estas similitudes, la demanda de refrigeración es considerablemente menor a la del resto de orientaciones. El módulo superior presenta la mayor demanda (con un pico de 8,31 kW a las 15h) y la planta baja la menor (con un pico de 6,48 kW también a las 15h).

Las cargas térmicas y demandas de climatización del módulo de estudio para el día crítico de verano pueden verse en la Figura 8.15.

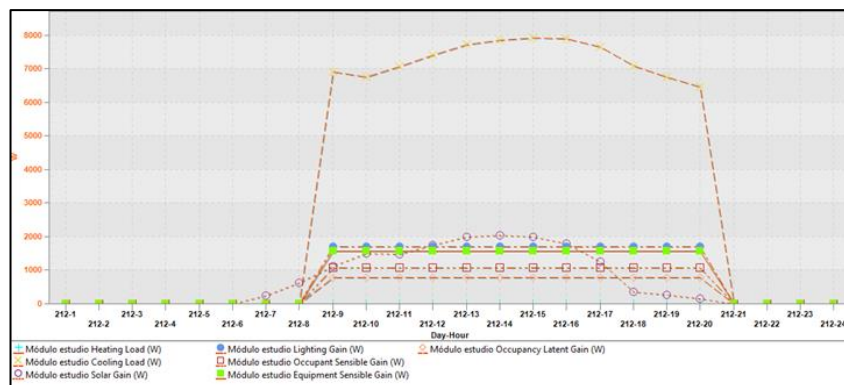


Figura 8.15. Cargas térmicas y demandas de climatización del módulo de estudio. Día crítico verano. Orientación Norte

Las cargas internas son predominantes sobre la carga solar, muy reducida y con sus valores máximos situados en las horas centrales del día. La carga pico de refrigeración tiene su máximo (7,93 kW) en esa franja horaria (a las 15h).

### 8.3.2.2. Análisis de temperaturas

#### ▪ Orientación Sur:

Las **temperaturas** alcanzadas para las **zonas ocupadas** del edificio de estudio pueden verse en la Figura 8.16.

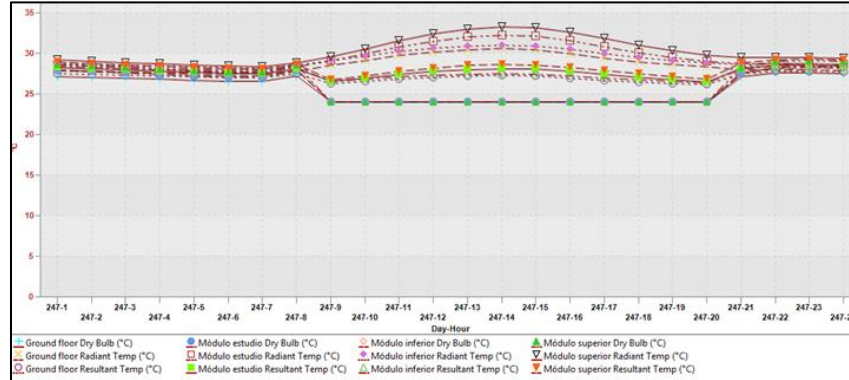


Figura 8.16. Temperaturas del aire, radiantes y resultantes para el edificio de estudio. Día crítico verano. Orientación Sur

Las temperaturas secas del aire (franja inferior en la figura) se mantienen en todo momento y para todas las zonas a 24°C (el valor máximo indicado para el sistema de climatización). Las temperaturas radiantes, por su parte (franja superior en la figura), aumentan al aumentar la altura de la planta y, con ella, la exposición a la radiación solar. El valor pico máximo (33,32°C) se da en el módulo superior y el mínimo (30,61°C) en la planta baja (*ground floor*). Estos valores pico coinciden con el momento de radiación solar máxima (las 14h). Por último, las temperaturas resultantes (franja intermedia en la figura) varían del mismo modo que las radiantes, siendo su valor máximo de 28,66°C para el módulo superior. Puede comprobarse que estas temperaturas resultantes se encuentran durante todas las horas de ocupación del espacio y para todas las zonas por encima de la temperatura de confort de 26°C).

Las temperaturas de la zona ocupada del módulo de estudio se muestran en la Figura 8.17.

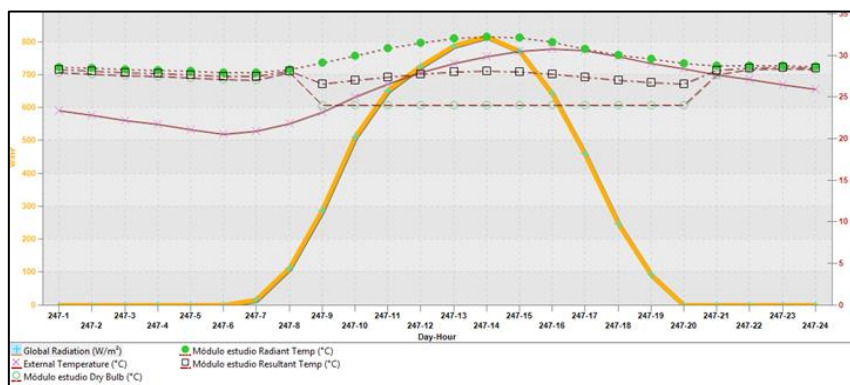


Figura 8.17. Temperaturas del aire, radiantes y resultantes del módulo de estudio (zona ocupada). Día crítico verano. Orientación Sur

La temperatura resultante máxima (28,13°C) no se da en el mismo instante que el máximo de temperatura exterior (30,8°C), sino que coincide con el momento de radiación solar máxima y, por lo tanto, de temperatura radiante máxima (32,26°C). La temperatura seca del aire se mantiene en todo momento a 24°C (el valor máximo indicado para el sistema de climatización).



Se comprueba que la temperatura resultante se encuentra durante todas las horas de ocupación del espacio por encima de la temperatura de confort de 26°C (con un valor mínimo de unos 26,5°C a primera y última hora del día).

Las **temperaturas de la DFAV** del módulo de estudio se muestran en la Figura 8.18.

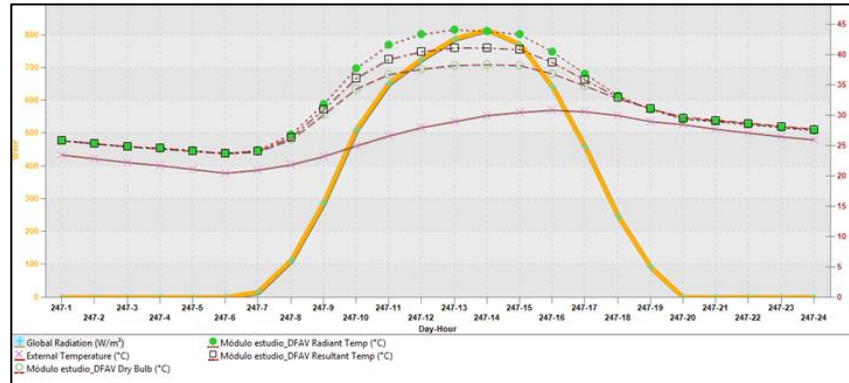


Figura 8.18. Temperaturas del aire, radiantes y resultantes del módulo de estudio (DFAV). Día crítico verano. Orientación Sur

La temperatura resultante máxima (41,14°C) vuelve a coincidir con el momento radiación solar y de temperatura radiante máximas (44,12°C). En este caso, sin embargo, los valores son muy superiores a los de la zona ocupada, debido al efecto invernadero que tiene lugar en el espacio no ventilado de la entrepíel entre vidrios y a que, lógicamente, la DFAV no está climatizada al ser un espacio no habitable.

En relación con las **temperaturas superficiales de los vidrios de la DFAV**, en la Figura 8.19 se presentan las temperaturas interiores (de la cara en contacto con el espacio interior) para las cuatro zonas del edificio de estudio.

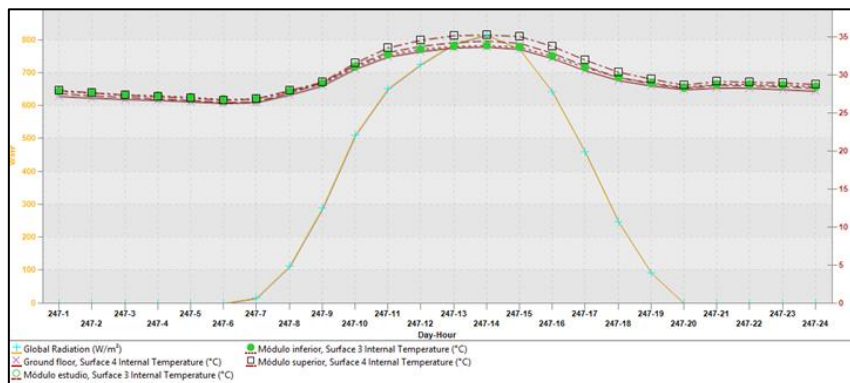


Figura 8.19. Temperaturas interiores del vidrio para el edificio de estudio. Día crítico verano. Orientación Sur

Los valores máximos de la temperatura interior del vidrio coinciden con el momento de mayor radiación solar incidente sobre la fachada (las 14h). El comportamiento de las diferentes zonas sigue el mismo patrón que la demanda, siendo el vidrio que presenta una temperatura interior máxima (35,29°C) el correspondiente a la planta más elevada del edificio (módulo superior).

Por último, un análisis más detallado de las temperaturas superficiales del vidrio interior de la DFAV, para el módulo de estudio, se da en la Figura 8.20.

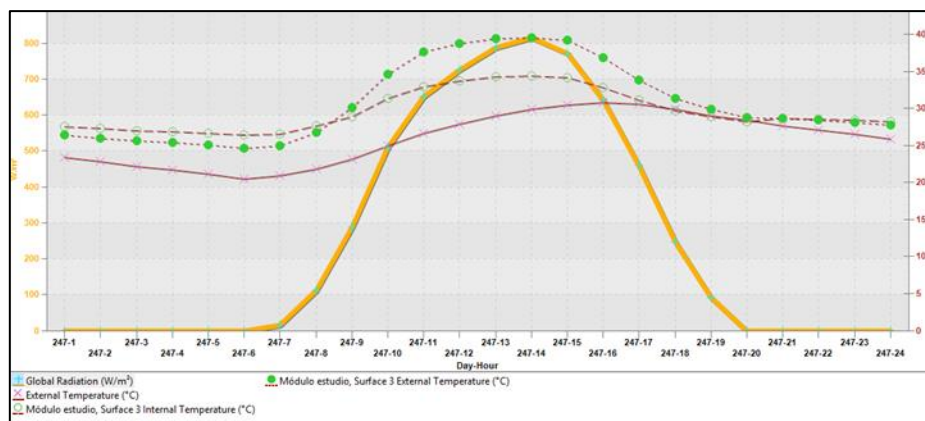


Figura 8.20. Temperaturas interiores y exteriores del vidrio para el módulo de estudio. Día crítico verano. Orientación Sur

Las temperaturas superficiales máximas se dan en el mismo momento que la radiación solar máxima. La temperatura de la superficie exterior del vidrio –que se encuentra en contacto con la entropiel de la DFAV– es significativamente superior a la de la superficie interior –en contacto con el espacio interior del edificio–. El valor máximo, que tiene lugar a las 14h, asciende a 39,57°C para la superficie exterior, mientras que únicamente alcanza los 34,42°C en la superficie interior. Esta diferencia de temperaturas entre las superficies exterior e interior del vidrio se debe a que, por una parte, la temperatura del aire de la entropiel es muy superior a la del interior del edificio (lo que incrementa la temperatura superficial exterior) y, por otra, la piel interior está compuesta por un doble vidrio aislante, que limita la transmisión de calor desde la entropiel hacia el interior del edificio y provoca de manera indirecta la disminución de la temperatura interior del vidrio.

#### ▪ Orientación Este:

Las **temperaturas** alcanzadas para las **zonas ocupadas** del edificio de estudio siguen el mismo patrón de comportamiento que en la orientación Sur, sólo que desplazadas hacia la izquierda, coincidiendo con el momento de mayor radiación solar incidente sobre la fachada. Así, las temperaturas secas del aire se mantienen en todo momento a 24°C y las temperaturas radiantes aumentan al aumentar la altura de la planta y, con ella, la exposición a la radiación solar. A la hora crítica (9h), los valores máximos de temperatura radiante (32,81°C) y resultante (28,41°C) se dan en el módulo superior y los mínimos (30,90°C y 27,45°C respectivamente), en la planta baja.

Las temperaturas de la zona ocupada del módulo de estudio se muestran en la Figura 8.21.

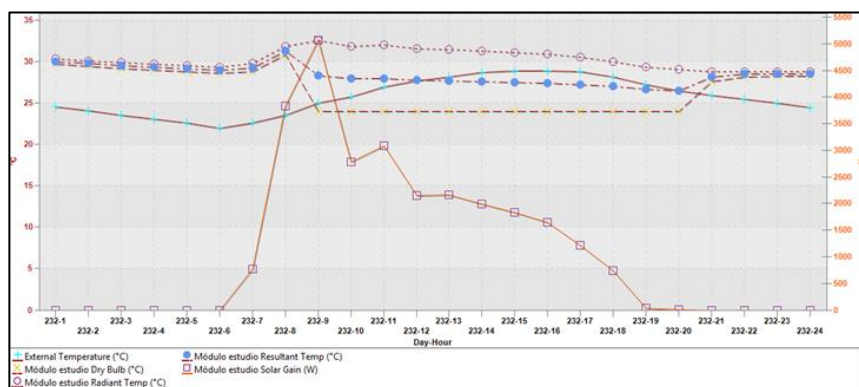


Figura 8.21. Temperaturas del aire, radiantes y resultantes del módulo de estudio (zona ocupada). Día crítico verano. Orientación Este



La temperatura resultante máxima (28,32°C) coincide con el momento de carga solar máxima sobre la fachada y, por lo tanto, con la temperatura radiante máxima (32,65°C). La temperatura seca del aire se mantiene en todo momento a 24°C.

Las **temperaturas de la DFAV** del módulo de estudio siguen este mismo patrón de comportamiento, siendo los valores de temperatura resultante máxima (36,09°C) y de temperatura radiante máxima (37,76°C) significativamente superiores a los de la zona ocupada, aunque menores a los alcanzados en la entreepiel para la orientación Sur.

En relación con las **temperaturas superficiales de los vidrios de la DFAV**, en este caso hay muy pocas diferencias entre los valores alcanzados en las diferentes zonas del edificio. Las temperaturas pico de la superficie interior del vidrio se mueven entre los 33,19°C del módulo superior y los 32,20°C de la planta baja, y se producen de nuevo coincidiendo con el pico de carga solar sobre la fachada (a las 9h). Estas temperaturas también son significativamente menores a las alcanzadas en los vidrios para la orientación Sur.

Por último, en relación con el módulo de estudio, la simulación muestra que la temperatura de la superficie exterior del vidrio es superior a la de la superficie interior, aunque esta diferencia es menos importante que en la orientación Sur. Esto es debido a que la fachada Este está menos expuesta a la radiación solar y, por consiguiente, se alcanzan unas temperaturas menores en los vidrios. Los valores máximos alcanzados (a las 9h) son 36,01°C para la superficie exterior y 33,19°C para la interior.

#### ▪ Orientación Oeste:

En este caso las **temperaturas** alcanzadas para las **zonas ocupadas** del edificio son significativamente mayores que en las orientaciones antes analizadas, encontrándose en todo momento fuera del rango de confort térmico definido por el RITE. La diferencia entre la temperatura radiante (muy elevada debido a la fuerte radiación solar incidente sobre la fachada) y la del aire (fijada por el sistema de climatización a 24°C) es también más acusada.

A la hora crítica (19h), los valores máximos de temperatura radiante (38,98°C) y resultante (31,49°C) se dan en el módulo superior y los mínimos (35,83°C y 29,91°C respectivamente), en la planta baja.

Las temperaturas de la **zona ocupada del módulo de estudio** siguen este mismo patrón de comportamiento, presentándose sus máximos (38,31°C para la temperatura radiante y 31,15°C para la resultante) a las 19h, coincidiendo con la carga solar máxima. La **DFAV del módulo de estudio**, por su parte, presenta una temperatura resultante máxima de 44,58°C (a las 19h) y una temperatura radiante máxima de 47,62°C (a las 19h), mayores que las alcanzadas en la orientación Sur.

En relación con las **temperaturas superficiales de los vidrios de la DFAV**, tampoco en este caso se producen diferencias significativas entre los valores alcanzados en las diferentes zonas del edificio. Las temperaturas pico de la superficie interior del vidrio van de los 41,17°C de la planta baja a los 42,77°C del módulo superior, y se producen de nuevo coincidiendo con el pico de carga solar sobre la fachada (a las 19h). Estas temperaturas son considerablemente mayores a las alcanzadas en los vidrios para las orientaciones Sur y Este.

Por último, en relación con el módulo de estudio, la simulación muestra que la temperatura de la superficie exterior del vidrio es entre 6°C y 8°C superior a la de la superficie interior, en los

momentos de mayor radiación solar incidente. Los valores máximos alcanzados (a las 19h) son 50,53°C para la superficie exterior y 41,63°C para la interior.

#### ▪ Orientación Norte:

En este caso las **temperaturas** alcanzadas para las **zonas ocupadas** del edificio son menores que en las orientaciones antes analizadas, pero en la mayoría de las horas en que el edificio está ocupado (excepto en algunos momentos en la planta baja) siguen encontrándose por encima de la temperatura de confort de 26°C. Las temperaturas máximas (radiante de 30,84°C y resultante de 27,42°C) se dan en el módulo superior a las 15h.

Los valores máximos para la **zona ocupada del módulo** de estudio se dan también a las 15h, siendo de 30,13°C para la temperatura radiante y 27,06°C para la resultante. La **DFAV del módulo de estudio** presenta una temperatura radiante máxima de 36,58°C y una temperatura resultante máxima de 34,53°C, ambas a las 14h.

En relación con las **temperaturas superficiales de los vidrios** de la DFAV, las diferencias entre los valores alcanzados en las diferentes zonas del edificio son poco significativas. Las temperaturas pico de la superficie interior del vidrio van de los 30,97°C del módulo superior a los 29,89°C de la planta baja, y se producen de nuevo coincidiendo con el pico de carga solar sobre la fachada (14-15h). Estas temperaturas son significativamente menores a las alcanzadas en los vidrios para todas las orientaciones antes analizadas.

Por último, en relación con el módulo de estudio, la simulación muestra que las diferencias entre las temperaturas exteriores e interiores del vidrio son bastante menores que en el resto de orientaciones simuladas (entre 1°C-2°C). Los valores máximos alcanzados (a las 14h) son 32,77°C para la superficie exterior y 30,43°C para la interior.

### 8.3.2.3. Transmisión de calor a través del vidrio interior de la DFAV

#### ▪ Orientación Sur:

Los flujos de calor a través del vidrio interior de la DFAV, para el caso del módulo de estudio, se muestran en la Figura 8.22.

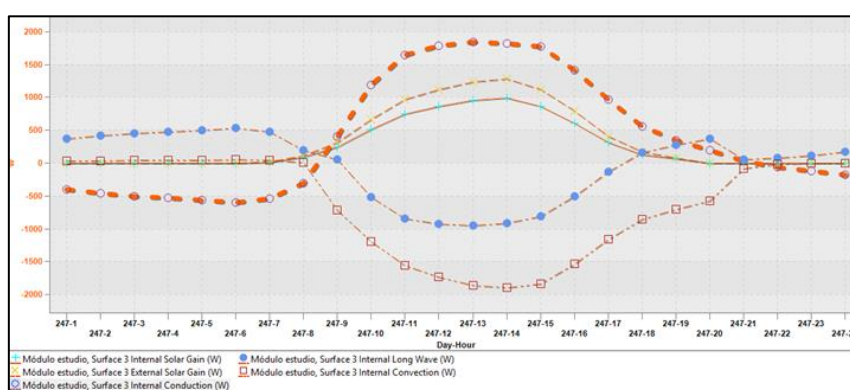


Figura 8.22. Flujos de calor a través del vidrio interior del módulo de estudio. Día crítico verano. Orientación Sur

Los diferentes flujos de calor siguen el patrón de las temperaturas superficiales del vidrio y de la temperatura del aire interior del edificio, alcanzando el valor máximo en el mismo instante que éstos (a las 13:00h). Los flujos por convección y por radiación de onda larga son negativos, lo que indica que el calor se está transmitiendo hacia el interior de la zona ocupada. Por su

parte, la ganancia solar es siempre positiva, al representar la cantidad de calor absorbida por la superficie exterior o interior del vidrio. En el caso presentado, la cantidad de calor máxima que se transmite al interior del edificio a través de la piel interior de la DFAV alcanza los 1847,42 W. Como puede verse en la figura, hay momentos en los que este flujo de calor (marcado con una línea roja punteada) invierte su sentido, de manera que se produce una pérdida neta de calor desde el interior del edificio hacia la entrepel de la DFAV. Esto sucede en el periodo en que la ganancia por radiación solar está cercana a cero, por ser la radiación solar incidente nula o de un valor muy reducido. Tan pronto como la ganancia solar empieza a tener un valor considerable, la transmisión neta de calor se produce hacia el interior del edificio.

El calor neto que se introduce en el edificio en el día crítico a través de la DFAV del módulo de estudio es de 9,78 kW. Durante las horas de funcionamiento del edificio, dicho flujo es de 13,97 kW.

#### ▪ **Orientación Este:**

El análisis de la transmisión de calor a través del vidrio interior de la DFAV, para el caso del módulo de estudio, muestra que el flujo por convección interior es negativo durante las horas de uso del edificio, lo que indica que el calor se está transmitiendo hacia el interior de la zona ocupada. En cambio la radiación de onda larga, que cuantitativamente es menos importante que la convección, en este caso es positiva durante la mayor parte de horas, lo que indica que el flujo de calor sale de la zona ocupada. Por su parte, la ganancia solar es siempre positiva.

El flujo de calor global que atraviesa la fachada es, para todas las horas de uso de edificio, positivo, lo que supone una entrada neta de calor al edificio. Sin embargo, durante las horas en las que el edificio no está ocupado, coincidiendo con los valores mínimos de carga solar, este flujo invierte su signo, de manera que se produce una pérdida neta de calor desde el interior del edificio hacia la entrepel de la DFAV. En conjunto, el calor que atraviesa la fachada del módulo de estudio durante el día crítico es de 2,32 kW, lo que supone una entrada neta de calor. Durante las horas de funcionamiento del edificio, dicho flujo es de 7,11 kW.

#### ▪ **Orientación Oeste:**

En este caso el comportamiento de los flujos de calor a través de la fachada se asemeja al de la orientación Sur, aunque los flujos máximos se encuentran desplazados coincidiendo con el máximo de radiación solar incidente sobre la fachada.

Para el caso del módulo de estudio, el flujo por convección interior es negativo durante todas las horas de funcionamiento del edificio, lo que indica que el calor se está transmitiendo hacia el interior de la zona ocupada. La radiación de onda larga, por su parte, presenta signo positivo (supone pérdida de calor) durante las primeras horas de la jornada, en las que la radiación solar incidente sobre la fachada es muy reducida, y signo negativo (entrada de calor hacia la zona ocupada) durante el resto de la jornada. Por su parte, la ganancia solar es positiva y cuantitativamente supone la carga más importante sobre la zona.

El flujo de calor global que atraviesa la fachada del módulo de estudio durante el día crítico es de 6,92 kW, lo que supone una ganancia neta de calor. Durante las horas de funcionamiento del edificio, dicho flujo es de 12,91 kW.

#### ▪ **Orientación Norte:**

Para el caso del módulo de estudio, el flujo por convección interior es negativo para todas las horas en que el edificio está en uso, lo que indica una ganancia de calor por parte de la

zona ocupada. En cambio la radiación de onda larga es positiva las últimas horas de la jornada, lo que supone una pérdida de calor.

El flujo de calor global que atraviesa la fachada del módulo de estudio durante el día crítico es de 4,76 kW, lo que supone una ganancia neta de calor. Durante las horas de funcionamiento del edificio, dicho flujo es de 6,87 kW.

### 8.3.3. Resultados para el día crítico de invierno

Del mismo modo que para el día crítico de verano, a continuación se analizará el comportamiento termoenergético del edificio para el día crítico de invierno. Se presentarán gráficamente únicamente aquellos resultados que presenten características diferenciales respecto a los relativos al caso de verano. Para el resto, únicamente se mostrarán los resultados numéricos resumidos. Recordemos que los días críticos de invierno son el 27 de diciembre para la orientación Sur y la Oeste, y el 15 de enero para la Este y la Norte.

#### 8.3.3.1. Demandas de climatización

##### ▪ Orientación Sur:

Las demandas de climatización global del edificio se muestran en la Figura 8.23.

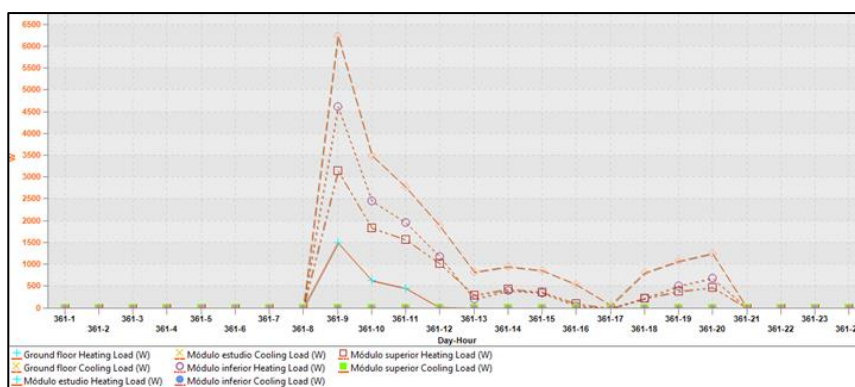


Figura 8.23. Demandas de climatización global del edificio de estudio. Día crítico invierno. Orientación Sur

La demanda de refrigeración es nula y la demanda de calefacción varía con la altura de planta. Así, el módulo superior, al estar muy expuesto al ambiente exterior, tiene unas pérdidas energéticas más importantes que hacen que su demanda de calefacción sea la mayor de todas las zonas del edificio (con una carga pico de 6,25 kW a las 9h). La planta baja, por su parte, es la zona menos expuesta, de manera que su demanda de calefacción también es la menor de todo el edificio (1,51 kW de valor máximo, también a las 9h).

Las cargas térmicas y demandas de climatización del módulo de estudio para el día crítico de invierno pueden verse en la Figura 8.24.

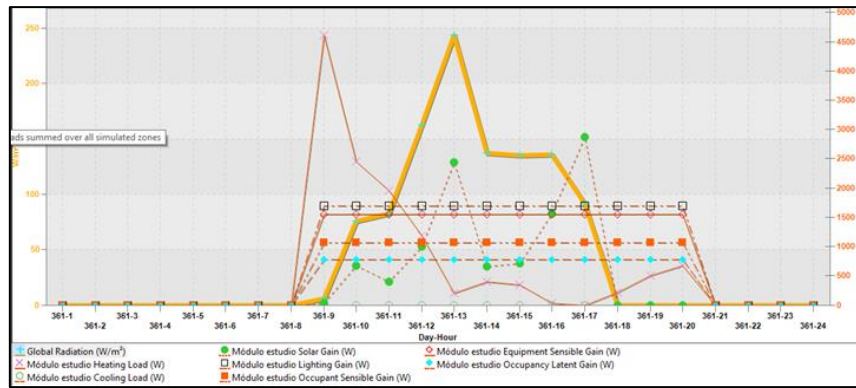


Figura 8.24. Cargas térmicas y demandas de climatización del módulo de estudio. Día crítico invierno. Orientación Sur

De nuevo la demanda de refrigeración es nula, mientras que la demanda de calefacción sigue un perfil complementario al de la radiación solar (marcada en amarillo), siendo más importante cuando la radiación solar es menor. La demanda de calefacción presenta su carga pico (de 4,62 kW) a las 9:00h. Las cargas internas (iluminación, equipos y ocupación) son constantes durante todas las horas de funcionamiento del edificio, y son cuantitativamente mucho más importantes que la carga solar.

#### ▪ Orientación Este:

Las demandas de climatización globales del edificio se comportan del mismo modo que para la orientación Sur. La demanda de refrigeración también es nula y las cargas de calefacción presentan los máximos a las 9h, variando sus valores en función de la altura de planta considerada. El módulo superior es el que presenta una demanda de calefacción mayor (con un máximo de 7,62 kW a las 9h), y la planta baja la que tiene una demanda menor (3,45 kW de valor máximo, también a las 9h). Respecto a la orientación Sur, las demandas de calefacción son mayores para todas las zonas, debido a la menor exposición a la radiación solar de la fachada.

Las cargas térmicas y demandas de climatización del módulo de estudio para el día crítico de invierno pueden verse en la Figura 8.25.

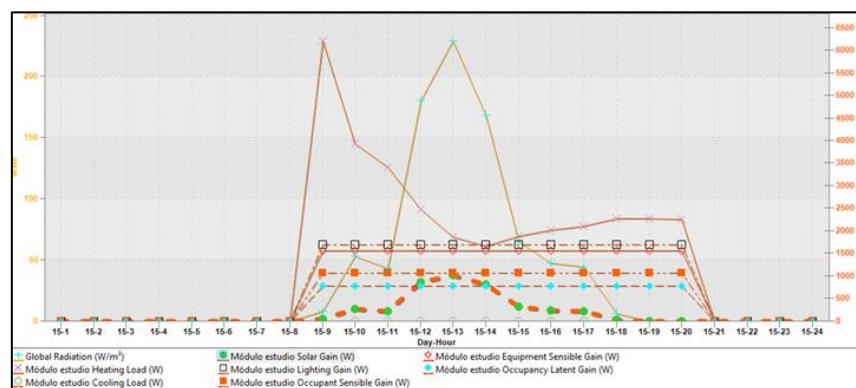


Figura 8.25. Cargas térmicas y demandas de climatización del módulo de estudio. Día crítico invierno. Orientación Este

De nuevo la demanda de refrigeración es nula, mientras que la demanda de calefacción sigue un perfil complementario al de la carga solar (marcada con una línea punteada roja), siendo más importante cuando ésta es menor. Puede verse que la radiación global y la carga

solar son muy diferentes, ya que la primera se refiere a la radiación considerada sobre el plano horizontal. Para la orientación Este, la proyección de esta radiación global sobre la fachada se corresponde con una carga solar muy inferior a la que se tenía en la orientación Sur.

La demanda de calefacción presenta su carga pico (de 6,21 kW, superior al de la orientación Sur) a las 9:00h. La suma de las cargas internas (iluminación, equipos y ocupación) es notablemente más importante que la carga solar.

#### ▪ Orientación Oeste:

Las demandas de climatización globales del edificio se comportan del mismo modo que para las dos orientaciones analizadas. La demanda de refrigeración es nula y las cargas de calefacción presentan los máximos a las 9h, coincidiendo con la mínima carga solar de los espacios. El módulo superior es el que presenta una demanda de calefacción mayor (con una carga pico de 7,01 kW a las 9h), y la planta baja la que tiene una demanda menor (2,43 kW de valor máximo, también a las 9h).

Las cargas térmicas y demandas de climatización del módulo de estudio para el día crítico de invierno pueden verse en la Figura 8.26.

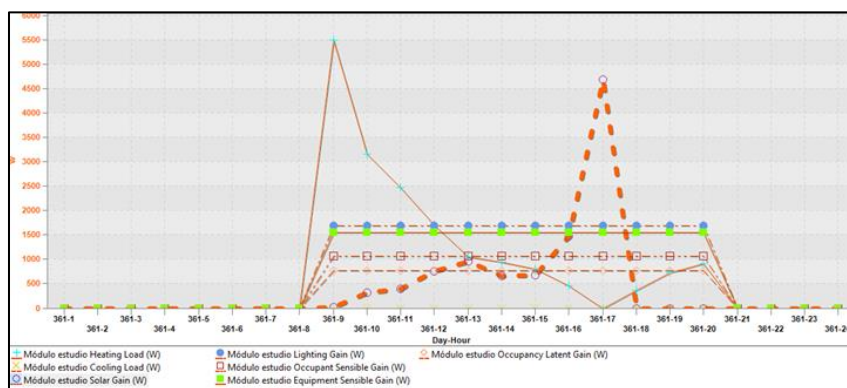


Figura 8.26. Cargas térmicas y demandas de climatización del módulo de estudio. Día crítico invierno. Orientación Oeste

Puede verse que la demanda de calefacción sigue un perfil complementario al de la carga solar (marcada con una línea punteada roja), siendo más importante cuando ésta es menor (en las primeras y últimas horas de la jornada).

La demanda de calefacción presenta su pico (de 5,50 kW, superior al de la orientación Sur pero inferior a la de la Este) a las 9:00h. La suma de las cargas internas (iluminación, equipos y ocupación) es también en este caso notablemente superior a la carga solar.

#### ▪ Orientación Norte:

Finalmente, para la orientación Norte las cargas de calefacción también presentan los valores máximos a las 9h, coincidiendo con la mínima carga solar de los espacios. El módulo superior presenta la mayor demanda de calefacción (con un máximo de 7,95 kW a las 9h), y la planta baja la menor (3,80 kW de valor máximo, también a las 9h).

Las cargas térmicas y demandas de climatización del módulo de estudio para el día crítico de invierno pueden verse en la Figura 8.27.



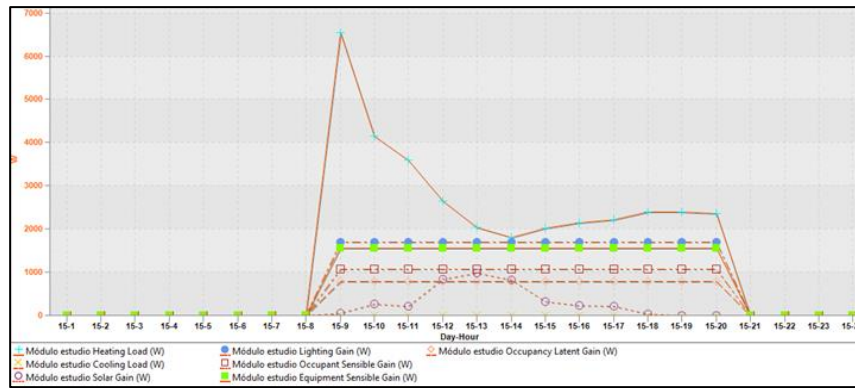


Figura 8.27. Cargas térmicas y demandas de climatización del módulo de estudio. Día crítico invierno. Orientación Norte

Las cargas internas son de nuevo predominantes sobre la carga solar, muy reducida para esta orientación, y con sus valores máximos situados en las horas centrales del día. La carga pico de calefacción tiene su máximo (6,55 kW) al inicio de la jornada laboral (9h).

### 8.3.3.2. Análisis de temperaturas

#### ▪ Orientación Sur:

En el análisis de **las temperaturas de las zonas ocupadas** del edificio, se comprueba en primer lugar que las temperaturas secas del aire se mantienen casi todas las horas de funcionamiento -excepto para el caso de la planta baja- a 21°C (el valor mínimo indicado para el sistema de climatización). La planta baja, que es la que menos demanda de calefacción presenta, no tiene unas condiciones tan críticas, y en las horas centrales del día su temperatura del aire se mueve entre los 21°C y los 22,5°C). Por su parte, las temperaturas radiantes son bastante planas durante el periodo de uso del edificio, manteniéndose entre los 17-18°C y los 21-22°C para todas las zonas (siendo menores en el módulo superior y mayores en la planta baja). Esto hace que las temperaturas resultantes se muevan entre los 18,20°C (mínimo para el módulo superior, alas 9h) y los 22,34°C (máximo para la planta baja, alas 17h). A pesar de encontrarse en muchos momentos por debajo de la temperatura de confort de 21°C, las diferencias entre las temperaturas resultantes de los diferentes espacios y dicha temperatura de confort es menos dramática que en el día crítico de verano.

En relación con el módulo de estudio, su temperatura resultante máxima (21,59°C) coincide con la temperatura radiante máxima (21,68°C), mientras que la temperatura seca del aire se mantiene en todo momento a 21°C excepto para la hora en que se dan esas temperaturas máximas, en que asciende hasta 21,5°C (Figura 8.28.)

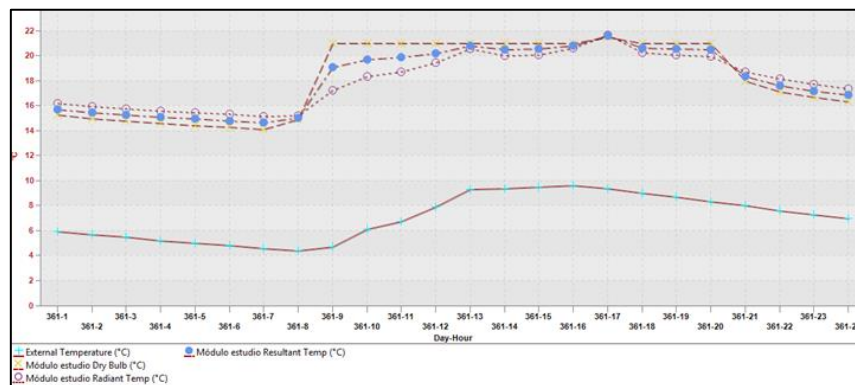


Figura 8.28. Temperaturas del aire, radiantes y resultantes del módulo de estudio (zona ocupada). Día crítico invierno. Orientación Sur

Las **temperaturas de la DFAV** del módulo de estudio siguen el patrón de comportamiento del día crítico de verano, coincidiendo la temperatura resultante máxima (17,46°C) con el momento de ganancia solar y de temperatura radiante máximas (18,46°C). En este caso, sin embargo, los valores son inferiores a los de la zona ocupada, ya que la radiación solar incidente es mucho menor, de manera que todas las superficies se calientan y radian menos.

En relación con las **temperaturas superficiales de los vidrios** de la DFAV, el comportamiento de las diferentes zonas sigue el mismo patrón que la demanda, siendo el vidrio que presenta una temperatura interior mínima (14,57°C) el correspondiente a la planta más expuesta del edificio (módulo superior).

Por último, un análisis más detallado de las temperaturas superficiales del vidrio interior de la DFAV, para el módulo de estudio, se da en la Figura 8.29.

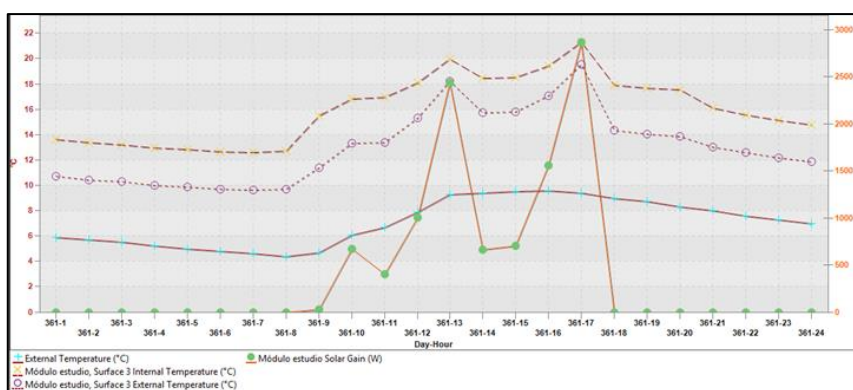


Figura 8.29. Temperaturas interiores y exteriores del vidrio para el módulo de estudio. Día crítico invierno. Orientación Sur

Las temperaturas superficiales máximas coinciden con el momento de temperatura resultante máxima de la entropía de la DFAV. La temperatura de la superficie exterior del vidrio es en este caso significativamente inferior a la de la superficie interior, debido al efecto aislante del doble vidrio empleado, que limita la transmisión de calor desde la entropía hacia el interior del edificio. El valor máximo, que tiene lugar a las 17h (momento en que la ganancia solar en la zona es máxima), asciende a 21,31°C para la superficie interior, mientras que para la superficie exterior alcanza los 19,56°C.

#### ▪ Orientación Este:

Respecto a las **temperaturas de las zonas ocupadas**, como en el caso anterior, se observa que las temperaturas radiantes son bastante planas durante el periodo de uso del edificio, sólo que ligeramente inferiores, manteniéndose entre los 14°C-15°C y los 18°C-19°C para todas las zonas. Esto hace que las temperaturas resultantes se muevan entre los 17,78°C (mínimo para el módulo superior, a las 9h) y los 20,10°C (máximo para la planta baja, a las 13h). En este caso los espacios se encuentran en todo momento por debajo de la temperatura de confort de 21°C.

En este caso la **temperatura resultante máxima** del módulo de estudio (20,04°C) también coincide con su temperatura radiante máxima (19,08°C), aunque las diferencias son pequeñas debido a la escasa incidencia de radiación solar sobre la fachada.



Respecto a la **DFAV** del módulo de estudio, sus **temperaturas** siguen el patrón de comportamiento de la orientación Sur, coincidiendo la temperatura resultante máxima (13,87°C) con el momento de temperatura radiante máxima (14,88°C).

En relación con las **temperaturas superficiales de los vidrios** de la DFAV, el comportamiento de las diferentes zonas sigue el mismo patrón que la demanda, siendo el vidrio que presenta una temperatura interior mínima (13,75°C) el correspondiente a la planta más expuesta del edificio (módulo superior).

Un análisis más detallado de las temperaturas superficiales del vidrio interior de la DFAV, para el módulo de estudio, muestra que las temperaturas superficiales máximas coinciden con el momento de mayor carga solar (13h) y que la temperatura de la superficie exterior del vidrio es significativamente inferior a la de la superficie interior, debido al efecto aislante del doble vidrio empleado. El valor máximo asciende a 17,79°C para la superficie interior y 15,12°C para la exterior, ambos menores que los alcanzados para la orientación Sur.

#### ▪ **Orientación Oeste:**

Respecto a las **temperaturas** de las **zonas ocupadas**, en este caso se observa que las temperaturas resultantes están casi en todas las horas de funcionamiento del edificio muy próximas a los 21°C de temperatura de confort (y durante ciertos periodos de tiempo, como de 16-17h, se alcanzan los 21°C). Esto es debido a que las temperaturas radiantes son notablemente más elevadas que en las orientaciones Sur y Este, al estar la fachada más expuesta a la radiación solar. Las temperaturas mínimas vuelven a darse en el módulo superior (17,86°C de temperatura resultante mínima, a las 9h).

En este caso la **temperatura** resultante máxima del **módulo de estudio** (21,78°C, a las 17h) también coincide con su temperatura radiante máxima (22,01°C).

Respecto a la **DFAV** del módulo de estudio, sus **temperaturas** siguen el patrón de comportamiento del resto de orientaciones, coincidiendo la temperatura resultante máxima (18,40°C, a las 17h) con el momento de temperatura radiante máxima (19,91°C).

En relación con las **temperaturas superficiales de los vidrios** de la DFAV, el comportamiento de las diferentes zonas sigue el mismo patrón que la demanda, siendo el vidrio que presenta una temperatura interior mínima (14,21°C, a las 9h) el correspondiente a la planta más expuesta del edificio (módulo superior).

El análisis detallado de las temperaturas del vidrio interior de la DFAV, para el módulo de estudio, muestra que las temperaturas superficiales máximas coinciden con el momento de mayor carga solar (16-17h) y que la temperatura de la superficie exterior del vidrio es significativamente inferior a la de la superficie interior (hasta 4°C), debido al efecto aislante del doble vidrio empleado. El valor máximo asciende a 22,35°C para la superficie interior y 21,02°C para la exterior, ambos superiores a los alcanzados en las orientaciones Sur y Este.

#### ▪ **Orientación Norte:**

Las **temperaturas resultantes de las zonas ocupadas** se encuentran en todas las horas de funcionamiento del edificio por debajo de los 21°C de temperatura de confort. Esto es debido a que las temperaturas radiantes son bastante reducidas (entre 15°C y 18°C aproximadamente), a causa de la poca exposición de la fachada a la radiación solar. Las temperaturas mínimas vuelven a darse en el módulo superior (17,63°C de temperatura resultante mínima, a las 9h).

La **temperatura** resultante máxima del **módulo de estudio** (19,93°C, a las 9h) también coincide con su temperatura radiante máxima (18,86°C), siendo la diferencia entre ambas pequeña a causa de la poca incidencia de radiación solar sobre la fachada.

Respecto a la **DFAV del módulo de estudio**, sus temperaturas siguen el patrón de comportamiento del resto de orientaciones, coincidiendo la temperatura resultante máxima (13,62°C) con el momento de temperatura radiante máxima (14,64°C).

En relación con las **temperaturas superficiales de los vidrios** de la DFAV, el comportamiento de las diferentes zonas sigue el mismo patrón que la demanda, siendo el vidrio que presenta una temperatura interior mínima (13,60°C, a las 9h) el correspondiente a la planta más expuesta del edificio (módulo superior).

Para el módulo de estudio, las temperaturas superficiales máximas del vidrio coinciden con el momento de mayor carga solar (13h), siendo la temperatura de la superficie exterior del vidrio inferior a la de la superficie interior, debido al efecto aislante del doble vidrio. El valor máximo asciende a 14,91°C para la superficie exterior y 17,60°C para la exterior.

### 8.3.3.3. Transmisión de calor a través del vidrio interior de la DFAV

#### ▪ Orientación Sur:

Los flujos de calor a través del vidrio interior de la DFAV, para el caso del módulo de estudio, se muestran en la Figura 8.30.

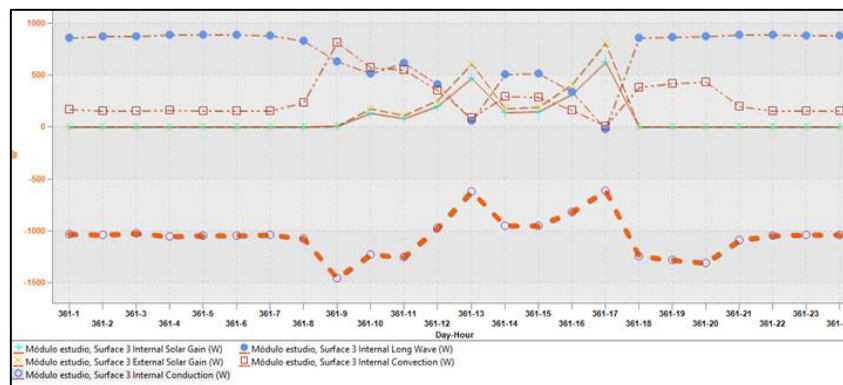


Figura 8.30. Flujos de calor a través del vidrio interior del módulo de estudio. Día crítico invierno. Orientación Sur

En este caso, los flujos por convección y radiación de onda larga son positivos, excepto en el segundo pico de la ganancia solar, lo que indica que el calor se está transmitiendo hacia el exterior de la zona ocupada (se está perdiendo calor). La ganancia solar es siempre positiva, pero no lo suficiente para compensar estas pérdidas de calor, de manera que el flujo neto de calor a través de la fachada (marcado con una línea roja punteada) es negativo durante todas las horas del día. El calor neto que pierde el edificio en el día crítico a través de la DFAV del módulo de estudio es de 25,26 kW. Durante las horas de funcionamiento del edificio, dicho flujo es de 12,70 kW.

#### ▪ Orientación Este:

En este caso los flujos de calor por convección y radiación de onda larga a través del vidrio interior (para el módulo de estudio) son positivos en todo momento, lo que indica una pérdida de calor a través de la fachada. La ganancia solar es positiva pero muy reducida, de

manera que no puede compensar dichas pérdidas. Esto hace que el flujo neto de calor a través de la fachada sea negativo durante todas las horas del día. El calor neto que pierde el edificio en el día crítico a través de la DFAV del módulo de estudio es de 29,45 kW. Durante las horas de funcionamiento del edificio, dicho flujo es de 16,74 kW.

▪ **Orientación Oeste:**

Para esta orientación la ganancia solar positiva es importante, pero no alcanza a compensar los flujos de calor por convección y radiación de onda larga que salen de la zona ocupada a través del vidrio interior. El flujo neto de calor a través de la fachada es pues negativo durante todas las horas del día. El calor neto que pierde el edificio en el día crítico a través de la DFAV del módulo de estudio es de 24,11 kW. Durante las horas de funcionamiento del edificio, dicho flujo es de 12,67 kW.

▪ **Orientación Norte:**

Para esta orientación la ganancia solar es bastante reducida, mientras que los flujos de calor por convección y radiación de onda larga son positivos (salen de la zona ocupada a través del vidrio interior). El flujo neto de calor a través de la fachada es pues negativo durante todas las horas del día. El calor neto que pierde el edificio en el día crítico a través de la DFAV del módulo de estudio es de 29,00 kW. Durante las horas de funcionamiento del edificio, dicho flujo es de 16,67 kW.

### 8.3.4. Conclusiones

- Las cuatro orientaciones simuladas están dominadas por las cargas internas, ya que la carga solar se ve reducida por el uso de un vidrio de control solar en la piel exterior de la DFAV, así como por la propia tipología constructiva de fachada empleada. Aún así, para las orientaciones Sur y Oeste la carga solar tiene mucha más influencia que para la Norte y la Este.
- Las cargas de calefacción son muy similares para las cuatro orientaciones y muy inferiores a las de refrigeración de manera que, para el caso sin ventilar, la orientación óptima a nivel de demanda de climatización global es la Norte y la crítica es la Oeste.
- De las cuatro zonas ocupadas que forman el modelo, la crítica a nivel de demanda de climatización y de temperaturas resultantes alcanzadas es el módulo superior, al ser el más expuesto a las condiciones climáticas externas.
- La demanda de refrigeración de las cuatro zonas aumenta con la altura de éstas, ya que a más altura sobre el suelo mayor es la exposición a la radiación solar incidente.
- En las condiciones críticas de verano:
  - Las temperaturas radiantes aumentan al aumentar la altura de la planta y, con ella, la exposición a la radiación solar. Las temperaturas resultantes se encuentran durante todas las horas de ocupación del espacio y para todas las zonas por encima de la temperatura de confort de 26°C.
  - El pico de temperaturas operativas alcanzadas en los espacios ocupados se da en la orientación Oeste, y se produce en el rango entre los 31°C y los 32°C.
  - Las temperaturas resultantes de la DFAV son muy superiores a las de la zona ocupada, debido al efecto invernadero que tiene lugar en el espacio no ventilado de

la entrepíel entre vidrios y a que la DFAV no está climatizada al ser un espacio no habitable.

- La temperatura de la superficie exterior del vidrio –que se encuentra en contacto con la entrepíel de la DFAV– es significativamente superior a la de la superficie interior –en contacto con el espacio interior del edificio–. Esta diferencia de temperaturas se debe a que la temperatura del aire de la entrepíel es muy superior a la del interior del edificio y a que la piel interior está compuesta por un doble vidrio aislante, que limita la transmisión de calor desde la entrepíel hacia el interior del edificio.
- Los valores máximos de temperaturas superficiales del vidrio interior se dan para la orientación Oeste (50,53°C para la superficie exterior y 41,63°C para la interior) y los mínimos para la Norte (32,77°C para la superficie exterior y 30,43°C para la interior).
- En las condiciones críticas de invierno:
  - Los espacios ocupados se encuentran en muchos momentos por debajo de la temperatura de confort de 21°C. Las diferencias entre las temperaturas resultantes de los diferentes espacios y dicha temperatura de confort es menos dramática que en el día crítico de verano.
  - La temperatura de la superficie exterior del vidrio es significativamente inferior a la de la superficie interior, debido al efecto aislante del doble vidrio empleado, que limita la transmisión de calor desde la entrepíel hacia el interior del edificio.
  - Los valores máximos para las temperaturas superficiales de los vidrios se dan para la orientación Oeste (22,35°C para la superficie exterior y 21,02°C para la interior) y los mínimos para la Norte (14,91°C para la superficie exterior y 17,60°C para la interior).

## **8.4. SIMULACIONES CON LA DFAV VENTILADA MEDIANTE AIRE DE RECIRCULACIÓN INTERIOR**

### **8.4.1. Resultados anuales para el edificio de estudio**

Del mismo modo que para la fachada sin ventilar, se procederá a analizar los resultados obtenidos en las simulaciones realizadas cuando la ventilación de la entrepíel de la DFAV se lleva a cabo a través de la recirculación del aire de ventilación de los espacios interiores ocupados del edificio. El caudal de ventilación impulsado por la entrepíel de la DFAV es de 0,216 kg/s para cada planta.

El análisis se realizará para las cuatro orientaciones principales, y se presentarán gráficamente tan sólo los resultados que presenten características diferenciales respecto a los relativos al caso sin ventilar.

#### **8.4.1.1. Cargas y demandas de climatización globales**

##### **▪ Orientación Sur:**

Los gráficos de demanda de climatización y cargas térmicas sobre el edificio de estudio, tanto anual como mensual, obtenidos en la simulación del caso ventilado con recirculación de aire interior no ofrecen diferencias significativas respecto al caso base sin ventilación.

Así, la demanda de refrigeración se reduce de manera muy limitada (un 3,52%, pasando a ser de 37147,55 kWh) pero continúa siendo muy superior a la de calefacción (que aumenta ligeramente, un 2,6%, pasando a ser de 447,4 kWh). La refrigeración continúa presentando un pico estacional entre los meses de julio y septiembre, con el máximo situado a principios de septiembre. La demanda de calefacción, a pesar de su aumento, sigue siendo prácticamente despreciable.

Las cargas solares e internas son invariables. La carga principal que afecta al edificio sigue siendo la solar, ya que viene determinada por la orientación de la fachada.

Esta estrategia de ventilación uniforme durante todas las horas de funcionamiento del edificio supone, en global, una disminución de la demanda de climatización del 3,45% respecto al caso base sin ventilación. Será necesario verificar también si mejoran los parámetros de confort de las zonas ocupadas, como las temperaturas resultantes, y también cómo se comportan las cargas pico de climatización. Aun así, parece que la mejor alternativa para reducir la demanda energética del edificio será ventilar de manera selectiva en función de las condiciones exteriores de temperatura y radiación solar incidente sobre la fachada, para que la variación de ambas aportaciones (tanto calefacción como refrigeración) beneficie al objetivo de reducir la demanda global. Pese a que esta estrategia será la óptima, cabe decir que las diferencias serán mínimas, debido a la poca importancia de la demanda de calefacción global del edificio.

#### ▪ **Orientación Este:**

Los cambios en este caso respecto al caso sin ventilación también son más limitados. La demanda de refrigeración se reduce en un 2,6%, pasando a ser de 31845,96 kWh. La demanda de calefacción, por su parte, aumenta un 3%, pasando a ser de 1246,94 kWh. La demanda de calefacción sigue siendo despreciable frente a la de refrigeración. En global, la disminución total de la demanda de climatización del edificio es del 2,4%.

#### ▪ **Orientación Oeste:**

La demanda de refrigeración se reduce en un 3,18%, pasando a ser de 49173,86 kWh. La demanda de calefacción, por su parte, aumenta un 2,6%, pasando a ser de 982,25 kWh. En global, la disminución total de la demanda de climatización del edificio es del 3,04% respecto al caso sin ventilación.

#### ▪ **Orientación Norte:**

Finalmente para la orientación Norte, que es la que presenta la demanda de calefacción mayor, la reducción en la demanda de refrigeración obtenida ventilando la entrepíel con aire de recirculación interior es del 1,84%, alcanzándose un valor en 26672,96 kWh. La demanda de calefacción, por su parte, aumenta un 1,81%, pasando a ser de 1648,35 kWh. En global, la disminución total de la demanda de climatización del edificio es del 1,64% respecto al caso sin ventilación.

### **8.4.1.2. Cargas pico de climatización**

Una vez comprobado que la demanda global de climatización del edificio disminuye al ventilar con aire de recirculación interior la DFAV, es de interés también ver qué sucede con las cargas pico: si aumentan proporcionalmente (con lo cual serían necesarios equipos más potentes) o si, por el contrario, no se ven demasiado afectadas por la variación de la demanda.

▪ **Orientación Sur:**

Las cargas pico de calefacción para las diferentes zonas del edificio se presentan en la Tabla 8.44:

Zona	Carga Pico Calefacción (kW)	Variación respecto caso sin ventilación	Carga Pico por metro cuadrado (W/m <sup>2</sup> )	Temperatura resultante (°C)
Módulo inferior	3,50	10,89%	24,72	19,39
Módulo superior	6,25	0,06%	44,22	18,19
Ground floor	2,38	58,49%	16,86	19,77
Módulo estudio	4,78	3,62%	33,82	19,02

Tabla 8.44. Cargas pico de calefacción (total y por metro cuadrado) para las zonas ocupadas del edificio de estudio. Ventilación por recirculación interior. Orientación Sur

Los días en que se producen estas cargas pico para el edificio y para las diferentes zonas no varían.

Respecto a las temperaturas resultantes de los diferentes espacios ocupados, puede verse que en este caso los valores empeoran ligeramente, situándose más alejados de la temperatura de confort térmico (21°C). La diferencia es casi despreciable (menos de medio grado).

La carga pico de calefacción aumenta en todas las zonas respecto al caso base sin ventilación. En la Tabla 8.44 se muestran los valores obtenidos, así como el incremento porcentual que tiene lugar. Aún así, las cargas pico por metro cuadrado son mucho menores que las de refrigeración. El comportamiento de las cargas entre las diferentes zonas se mantiene, siendo la zona con mayor demanda de calefacción el módulo superior.

Respecto a las cargas pico de refrigeración, pueden verse en la Tabla 8.45:

Zona	Carga Pico Refrigeración (kW)	Variación respecto caso sin ventilación	Carga Pico por metro cuadrado (W/m <sup>2</sup> )	Temperatura resultante (°C)
Módulo inferior	8,73	-3,22%	61,72	27,36
Módulo superior	10,42	-4,31%	73,65	28,42
Ground floor	7,70	-3,28%	54,48	27,09
Módulo estudio	9,98	-2,41%	70,56	27,97

Tabla 8.45. Cargas pico de refrigeración (total y por metro cuadrado) para las zonas ocupadas del edificio de estudio. Ventilación por recirculación interior. Orientación Sur

Como puede observarse, la carga pico de refrigeración se reduce en todas las zonas respecto al caso base sin ventilación, entre un 2,4% y un 4,3%. Por su parte, las temperaturas resultantes mejoran ligeramente, aunque la disminución que experimentan no alcanza 1°C.

▪ **Orientación Este:**

Las cargas pico de calefacción para la orientación Este se presentan, del mismo modo que en el caso anterior, en la Tabla 8.46:

Zona	Carga Pico Calefacción (kW)	Variación respecto caso sin ventilación	Carga Pico por metro cuadrado (W/m <sup>2</sup> )	Temperatura resultante (°C)
Módulo inferior	5,21	5,04%	36,85	18,74
Módulo superior	7,48	-1,83%	52,89	17,83
Ground floor	4,33	25,60%	30,62	18,92
Módulo estudio	6,26	0,90%	44,30	18,53

Tabla 8.46. Cargas pico de calefacción (total y por metro cuadrado) para las zonas ocupadas del edificio de estudio. Ventilación por recirculación interior. Orientación Este

Los días en que se producen estas cargas pico para el edificio y para las diferentes zonas no varían.

Respecto a las temperaturas resultantes de los diferentes espacios ocupados en este caso se produce un cierto empeoramiento, ya que dichas temperaturas para la hora crítica disminuyen, alejándose de la temperatura de confort térmico de 21°C. Sin embargo, esta disminución es prácticamente despreciable (sobre medio grado aproximadamente).

La carga pico de calefacción aumenta para el conjunto del edificio respecto al caso base sin ventilación, un 4,7% en total. La zona con mayor carga pico de calefacción sigue siendo el módulo superior.

En relación con las cargas pico de refrigeración, que se muestran en la Tabla 8.47, puede verse que tampoco en este caso existen grandes diferencias respecto al caso base sin ventilación (la reducción total es del 5,3%). Las temperaturas resultantes a la hora crítica no presentan variaciones importantes (aunque la tendencia es a mostrar una ligera disminución y, por tanto, una pequeña mejora).

Zona	Carga Pico Refrigeración (kW)	Variación respecto caso sin ventilación	Carga Pico por metro cuadrado (W/m <sup>2</sup> )	Temperatura resultante (°C)
Módulo inferior	9,33	-1,24%	66,00	27,87
Módulo superior	10,44	-1,38%	73,85	28,36
Ground floor	7,64	-1,93%	54,05	27,36
Módulo estudio	10,47	-0,76%	74,01	28,30

Tabla 8.47. Cargas pico de refrigeración (total y por metro cuadrado) para las zonas ocupadas del edificio de estudio. Ventilación por recirculación interior. Orientación Este

#### ▪ Orientación Oeste:

Las cargas pico de calefacción para la orientación Oeste se muestran en la Tabla 8.48:

Zona	Carga Pico Calefacción (kW)	Variación respecto caso sin ventilación	Carga Pico por metro cuadrado (W/m <sup>2</sup> )	Temperatura resultante (°C)
Módulo inferior	4,54	7,94%	32,11	18,90
Módulo superior	6,99	-0,32%	49,43	17,86
Ground floor	3,48	33,53%	24,60	19,33
Módulo estudio	5,65	2,76%	39,96	18,62

Tabla 8.48. Cargas pico de calefacción (total y por metro cuadrado) para las zonas ocupadas del edificio de estudio. Ventilación por recirculación interior. Orientación Oeste

De nuevo no se producen diferencias significativas en las temperaturas resultantes de los diferentes espacios ocupados –que siguen encontrándose por debajo de la temperatura de confort térmico de 21°C–, mientras que las cargas pico de calefacción aumentan, respecto al caso sin ventilación, según los porcentajes indicados en la tabla superior.

Las cargas pico de refrigeración se reducen en los porcentajes que se muestran en la Tabla 8.49, siendo la disminución máxima de la carga pico de un 5% aproximadamente.

Zona	Carga Pico Refrigeración (kW)	Variación respecto caso sin ventilación	Carga Pico por metro cuadrado (W/m <sup>2</sup> )	Temperatura resultante (°C)
Módulo inferior	13,06	-4,17%	92,35	30,02
Módulo superior	15,16	-4,90%	107,19	31,20
Ground floor	11,43	-3,72%	80,85	29,70
Módulo estudio	14,99	-2,62%	106,00	31,01

Tabla 8.49. Cargas pico de refrigeración (total y por metro cuadrado) para las zonas ocupadas del edificio de estudio. Ventilación por recirculación interior. Orientación Oeste

#### ▪ Orientación Norte:

Por último, las cargas pico de calefacción y refrigeración para la orientación Norte se muestran en las Tablas 8.50 y 8.51:

Zona	Carga Pico Calefacción (kW)	Variación respecto caso sin ventilación	Carga Pico por metro cuadrado (W/m <sup>2</sup> )	Temperatura resultante (°C)
Módulo inferior	5,61	4,41%	39,64	18,56
Módulo superior	7,82	-1,58%	55,33	17,68
Ground floor	4,68	23,03%	33,10	18,75
Módulo estudio	6,60	0,73%	46,64	18,38

Tabla 8.50. Cargas pico de calefacción (total y por metro cuadrado) para las zonas ocupadas del edificio de estudio. Ventilación por recirculación interior. Orientación Norte

Zona	Carga Pico Refrigeración (kW)	Variación respecto caso sin ventilación	Carga Pico por metro cuadrado (W/m <sup>2</sup> )	Temperatura resultante (°C)
Módulo inferior	7,12	-1,39%	50,37	26,67
Módulo superior	8,15	-1,97%	57,62	27,35
Ground floor	6,43	-0,79%	45,48	26,44
Módulo estudio	7,83	-1,25%	55,38	27,02

Tabla 8.51. Cargas pico de refrigeración (total y por metro cuadrado) para las zonas ocupadas del edificio de estudio. Ventilación por recirculación interior. Orientación Norte

De nuevo no se producen diferencias significativas respecto al caso sin ventilación en las temperaturas resultantes, que únicamente disminuyen ligeramente tanto en la zona baja como en la zona alta del rango de temperaturas considerado.

Por su parte, las cargas pico de calefacción aumentan, globalmente, un 4,52%, mientras que las de refrigeración disminuyen en un 1,4%.



#### 8.4.1.3. Frecuencias de temperaturas alcanzadas en el espacio ocupado

Del mismo modo que para el caso base sin ventilación, en las siguientes tablas se muestran para las diferentes orientaciones, las frecuencias (en horas) para la temperatura resultante durante todo el año simulado. Las situaciones fuera del rango de confort térmico (temperatura operativa entre 21°C y 26°C) aparecen marcadas en rojo.

##### ▪ Orientación Sur:

Band (°C)	<19	19>	20>	21>	22>	23>	24>	25>	26>	27>	28>	29>	30>
Módulo inferior	0	5	58	77	87	224	743	982	785	75	0	0	0
Módulo superior	6	41	126	106	124	221	555	711	743	382	21	0	0
Ground floor	0	3	61	68	106	334	849	1020	583	12	0	0	0
Módulo estudio	0	8	79	87	97	165	509	913	864	298	16	0	0

Tabla 8.52. Frecuencias (horas) para la temperatura resultante del edificio de estudio. Ventilación por recirculación interior. Orientación Sur

Por la banda baja del rango de temperaturas se incrementa un 15,2% el número de horas por debajo de 21°C (pasando de 336 a 387 horas). Por la parte alta la mejora es menor porcentualmente (un 7,6%), pasando de 4088 horas a 3779 horas por encima del límite de confort térmico (para el edificio de estudio globalmente).

##### ▪ Orientación Este:

Band (°C)	<19	19>	20>	21>	22>	23>	24>	25>	26>	27>	28>	29>	30>
Módulo inferior	3	66	213	225	226	431	506	637	661	68	0	0	0
Módulo superior	24	139	249	219	185	387	419	478	607	321	8	0	0
Ground floor	2	80	222	240	242	500	528	681	528	13	0	0	0
Módulo estudio	5	61	193	197	228	311	518	640	685	193	5	0	0

Tabla 8.53. Frecuencias (horas) para la temperatura resultante del edificio de estudio. Ventilación por recirculación interior. Orientación Este

Para la orientación Este el empeoramiento de la situación térmica por la banda baja del rango de temperaturas es del 7,16%, pasando de 1173 a 1257 horas por debajo de 21°C. La mejora experimentada por la parte alta es menor que en la orientación Sur (un 5,59%), pasando de 3272 horas a 3089 horas por encima del límite de confort térmico (para el edificio de estudio globalmente).

##### ▪ Orientación Oeste:

Band (°C)	<19	19>	20>	21>	22>	23>	24>	25>	26>	27>	28>	29>	30>	31>
Módulo inferior	1	33	151	169	193	297	529	598	605	345	108	6	1	0
Módulo superior	16	124	185	166	178	285	431	450	507	424	186	76	5	3
Ground floor	0	36	157	196	190	385	547	594	627	241	59	4	0	0
Módulo estudio	2	39	163	144	181	258	488	528	619	381	171	56	5	1

Tabla 8.54. Frecuencias (horas) para la temperatura resultante del edificio de estudio. Ventilación por recirculación interior. Orientación Oeste

En este caso por la banda baja del rango de temperaturas se aumenta en un 6,2% el número de horas por debajo de 21°C, pasando de 854 a 907 horas y por la banda alta se reduce en un 3,7%, pasando de 4601 a 4430 horas por encima de 26°C (para el edificio de estudio globalmente).

▪ **Orientación Norte:**

Band (°C)	<19	19>	20>	21>	22>	23>	24>	25>	26>	27>	28>	29>	30>
Módulo inferior	5	102	303	271	227	489	535	743	361	0	0	0	0
Módulo superior	39	199	307	232	184	471	412	485	635	72	0	0	0
Ground floor	3	130	316	253	276	544	532	834	148	0	0	0	0
Módulo estudio	7	93	278	239	230	453	526	616	590	4	0	0	0

Tabla 8.55. Frecuencias (horas) para la temperatura resultante del edificio de estudio. Ventilación por recirculación interior. Orientación Norte

Finalmente, para la orientación Norte se aumenta, por la banda baja del rango de temperaturas, en un 5,88% el número de horas por debajo de 21°C, pasando de 1683 a 1782 horas y por la banda alta se reduce en un 8,31%, pasando de 1974 a 1810 horas por encima de 26°C (para el edificio de estudio globalmente).

#### 8.4.2. Resultados para el día crítico de verano

Del mismo modo que para el caso base sin ventilación de la fachada, se analizarán los parámetros que definen el comportamiento termoenergético del edificio para el día crítico de verano, para las cuatro orientaciones simuladas. Los días críticos no cambian respecto al caso base, por lo que se tiene que continúan siendo el 4 de septiembre para la fachada Sur, el 20 de agosto para la Este, el 3 de septiembre para la Oeste y el 31 de julio para la Norte.

##### 8.4.2.1. Demandas de climatización

▪ **Orientación Sur:**

Las demandas de climatización global del edificio para el día crítico de verano siguen el mismo patrón de comportamiento que para el caso base sin ventilación. La única diferencia es que los valores de demanda disminuyen ligeramente durante todo el día.

La demanda máxima la presenta el módulo superior, con una carga pico de 10,42 kW a las 15h (se reduce en un 4,22%), mientras que la mínima la presenta la planta baja, con una carga pico de 7,7 kW a las 15h (se reduce en un 3,4%).

En relación con las cargas térmicas y demandas de climatización del módulo de estudio, de nuevo se obtiene que la demanda de calefacción es nula, mientras que la demanda de refrigeración sigue el perfil de la radiación solar, y presenta su pico (de 9,98 kW) a las 15:00h, desfasado una hora del pico máximo de la radiación solar. Esto supone una reducción de un 2,35% respecto al caso base sin ventilación.

▪ **Orientación Este:**

Las demandas de climatización global del edificio para el día crítico de verano siguen también el patrón de comportamiento del caso sin ventilación. La única diferencia es que los valores de demanda disminuyen ligeramente durante todo el día.

La demanda máxima la presenta el módulo superior, con una carga pico de 10,46 kW a las 9h (se reduce en un 1,2%), mientras que la mínima la presenta la planta baja, con una carga pico de 7,64 kW a las 9h (se reduce en un 1,9%).

En relación con las cargas térmicas y demandas de climatización del módulo de estudio, la demanda de refrigeración presenta su pico, de valor 10,44 kW, también a las 9h. Esto supone una reducción de un 0,95% respecto al caso base sin ventilación.

- **Orientación Oeste:**

En relación con las demandas de climatización globales del edificio, tenemos que el módulo superior presenta la mayor demanda de refrigeración, con un pico de 15,16 kW a las 19h, y la planta baja la menor, con un pico de 11,19 kW también a las 19h.

Respecto al módulo de estudio, su demanda de refrigeración presenta un pico de valor 14,97 kW (a las 19h). Esto supone una reducción de un 2,73% respecto al caso base sin ventilación.

- **Orientación Norte:**

Finalmente para la orientación Norte, la demanda de refrigeración del edificio es máxima en el módulo superior, que presenta un pico de 8,15 kW a las 15h, y la planta baja la menor, con un pico de 6,43 kW también a las 15h.

Respecto al módulo de estudio, su demanda de refrigeración presenta un pico de valor 7,83 kW (a las 15h). Esto supone una reducción de un 1,26% respecto al caso base sin ventilación.

#### 8.4.2.2. Análisis de temperaturas

- **Orientación Sur:**

En el análisis de **las temperaturas de las zonas ocupadas** del edificio, se comprueba que las temperaturas secas del aire se mantienen en todo momento y para todas las zonas a 24°C (valor máximo indicado para el sistema de climatización). Por su parte, las temperaturas radiantes aumentan al aumentar la altura de la planta y, con ella, la exposición a la radiación solar. El valor máximo (32,95°C) se da en el módulo superior y el mínimo (30,32°C) en la planta baja, ambos a las 14h. De nuevo, las temperaturas resultantes varían del mismo modo que las radiantes, siendo su valor máximo de 28,48°C para el módulo superior (tan sólo un 0,6% menor que el caso base sin ventilación). Las temperaturas resultantes se encuentran durante todas las horas de ocupación del espacio y para todas las zonas por encima de la temperatura de confort de 26°C.

La **temperatura** resultante máxima del **módulo de estudio** es de 28,03°C, coincidente con la hora de temperatura radiante máxima (32,06°C).

La **temperatura** resultante máxima de la **DFAV** (para el módulo de estudio) es de 38,75°C (un 5,8% menor que en el caso sin ventilación) y la temperatura radiante máxima de 43,07°C. Parece que el efecto de la ventilación de la entrepíel afecta significativamente a las temperaturas de la misma, pero este efecto no se ve transmitido del mismo modo al interior del edificio.

En relación con las **temperaturas superficiales de los vidrios** de la DFAV, la temperatura interior máxima asciende a 34,28°C (a las 14h para el módulo superior). En el módulo de estudio, la temperatura interior máxima es de 33,85°C y la exterior máxima de 38,27°C (un 1,7% y un 3,3% inferiores a las del caso sin ventilación, respectivamente).

- **Orientación Este:**

Respecto al análisis de las **temperaturas** de las **zonas ocupadas** del edificio, se tiene que los valores de las temperaturas radiantes y resultantes para la hora crítica (9h) son máximos en el módulo superior (32,71°C y 28,36°C respectivamente) y mínimos (30,71°C y

27,36°C respectivamente) en la planta baja. Estas temperaturas varían muy poco (menos del 1%) respecto al caso sin ventilación.

La **temperatura** resultante máxima del **módulo de estudio** es de 28,30°C, coincidente con la hora de temperatura radiante máxima (32,59°C).

La **temperatura** resultante máxima de la **DFAV** (para el módulo de estudio) es de 34,45°C (un 4,5% menor que en el caso sin ventilación) y la temperatura radiante máxima de 37,89°C.

En relación con las **temperaturas superficiales de los vidrios** de la DFAV, la temperatura interior máxima asciende a 32,76°C (a las 9h para el módulo superior). En el módulo de estudio, la temperatura interior máxima es de 32,63°C y la exterior máxima de 34,66°C (un 1,3% y un 3,7% inferiores a las del caso sin ventilación, respectivamente).

▪ **Orientación Oeste:**

En relación con las **temperaturas** de las **zonas ocupadas** del edificio, los valores de las temperaturas radiantes y resultantes para la hora crítica (19h) son máximos en el módulo superior (38,40°C y 31,20°C respectivamente) y mínimos en la planta baja (35,05°C y 29,53°C respectivamente). La variación de estas temperaturas respecto al caso base es inferior al 1%.

La **temperatura** resultante máxima del **módulo de estudio** es de 30,86°C, coincidente con la hora de temperatura radiante máxima (37,72°C).

La **temperatura** resultante máxima de la **DFAV** (para el módulo de estudio) es de 44,4°C y la temperatura radiante máxima de 49,33°C.

Finalmente, respecto a las **temperaturas superficiales de los vidrios** de la DFAV, la temperatura interior máxima asciende a 40,99°C (a las 19h para el módulo superior). En el módulo de estudio, la temperatura interior máxima es de 40,52°C y la exterior máxima de 48,79°C (un 2,7% y un 3,4% inferiores a las del caso sin ventilación, respectivamente).

▪ **Orientación Norte:**

En este caso las **temperaturas** alcanzadas para las **zonas ocupadas** del edificio son menores que en las orientaciones antes analizadas. Las temperaturas máximas (radiante de 30,70°C y resultante de 27,35°C) se dan en el módulo superior a las 15h. La variación de estas temperaturas respecto al caso base es inferior al 1%.

Los valores máximos para la **zona ocupada del módulo de estudio** se dan también a las 15h, siendo de 30,04°C para la temperatura radiante y 27,02°C para la resultante. La **DFAV del módulo de estudio** presenta una temperatura radiante máxima de 36,00°C y una temperatura resultante máxima de 32,85°C (un 4,9% menor que en el caso sin ventilación), ambas a las 14h.

Finalmente, respecto a las **temperaturas superficiales de los vidrios** de la DFAV, la temperatura interior máxima asciende a 30,46°C (a las 14h para el módulo superior). En el módulo de estudio, la temperatura interior máxima es de 30,09°C y la exterior máxima de 32,00°C (un 1,1% y un 2,4% inferiores a las del caso sin ventilación, respectivamente).

### 8.4.2.3. Transmisión de calor a través del vidrio interior de la DFAV

#### ▪ Orientación Sur:

El flujo de calor por convección en la superficie exterior del vidrio (la que da a la entrepíel de la DFAV) se ve afectado por la ventilación de ésta. Esto es debido a que, el incremento de la velocidad del aire en contacto con la superficie exterior del vidrio hace aumentar el coeficiente de transmisión de calor por convección, lo que incrementa a su vez la transmisión de calor. Este hecho sin embargo no tiene tanta influencia en el interior del edificio, donde el coeficiente de transmisión de calor por convección no se ve influenciado del mismo modo, y se mantiene bastante invariable debido a que la temperatura del aire está fijada y la velocidad de éste es limitada. Aún así, la ventilación de la entrepíel favorece la reducción de la temperatura superficial de los vidrios (y, por lo tanto, la contribución de la radiación de onda larga) y también la evacuación del calor acumulado en la fachada por medio de la convección.

Como resultado, se tiene que el calor neto que se introduce en el edificio en el día crítico a través de la DFAV del módulo de estudio, durante las horas de funcionamiento del edificio, es de 11,45 kW. Esto supone una disminución del 18% respecto al caso sin ventilar.

#### ▪ Orientación Este:

El calor neto que se introduce en el edificio en el día crítico a través de la DFAV del módulo de estudio, durante las horas de funcionamiento del edificio, es de 5,0 kW. Esto supone una disminución del 29,7% respecto al caso sin ventilación.

#### ▪ Orientación Oeste:

El flujo de calor global que atraviesa la fachada del módulo de estudio el día crítico, durante las horas de funcionamiento del edificio, es de 11,53 kW, lo que supone una ganancia neta de calor. Esto supone una disminución del 10,69% respecto al caso sin ventilación.

#### ▪ Orientación Norte:

El calor neto que se introduce en el edificio en el día crítico a través de la DFAV del módulo de estudio, durante las horas de funcionamiento del edificio, es de 5,22 kW. Esto supone una disminución del 24% respecto al caso sin ventilación.

### 8.4.3. Resultados para el día crítico de invierno

Los días críticos de invierno son el 27 de diciembre para la orientación Sur y la Oeste y el 15 de enero para la Este y la Norte.

#### 8.4.3.1. Demandas de climatización

##### ▪ Orientación Sur:

Las demandas de climatización global del edificio para el día crítico de invierno siguen el mismo patrón de comportamiento que para el caso base sin ventilación. La única diferencia es que los valores de demanda aumentan ligeramente durante todo el día.

La demanda máxima la presenta el módulo superior, con una carga pico de 6,25 kW a las 9h (aumenta tan sólo un 0,1%), mientras que la mínima la presenta la planta baja, con una carga pico de 2,38 kW a las 9h (aumentando un 57,6%).

En relación con las cargas térmicas y demandas de climatización del módulo de estudio, la demanda de refrigeración presenta un pico de 4,78 kW a las 9h, lo que supone un aumento de un 3,5% respecto al caso base sin ventilación.

- **Orientación Este:**

Para la orientación Este, la demanda de calefacción máxima la presenta el módulo superior, con una carga pico de 7,48 kW a las 9h (disminuye un 1,8%), mientras que la mínima la presenta la planta baja, con una carga pico de 4,33 kW a las 9h (aumentando un 25,5%).

En relación con las cargas térmicas y demandas de climatización del módulo de estudio, la demanda de calefacción presenta un pico de 6,26 kW a las 9h, lo que supone un aumento de un 0,8% respecto al caso base sin ventilación.

- **Orientación Oeste:**

Las cargas pico de calefacción se dan a las 9h, coincidiendo con la mínima carga solar de los espacios. El módulo superior presenta la demanda de calefacción mayor (con una carga pico de 6,99 kW a las 9h), y la planta baja la menor (con una carga pico de 3,35 kW de valor máximo, también a las 9h). La demanda de calefacción del módulo de estudio presenta un pico de 5,65 kW a las 9h.

- **Orientación Norte:**

Finalmente, para la orientación Norte las cargas de calefacción también presentan los valores máximos a las 9h, coincidiendo con la mínima carga solar de los espacios. El módulo superior presenta la mayor demanda de calefacción (con un máximo de 7,83 kW a las 9h), y la planta baja la menor (4,68 kW de valor máximo, también a las 9h).

La carga pico de calefacción del módulo de estudio tiene su máximo (6,59 kW) al inicio de la jornada laboral (9h).

#### 8.4.3.2. Análisis de temperaturas

- **Orientación Sur:**

En el análisis de las **temperaturas** de las **zonas ocupadas** del edificio, las temperaturas secas del aire se mantienen durante casi todas las horas de uso (excepto para la planta baja) a 21°C. Respecto a las temperaturas resultantes a la hora crítica (9h), el valor mínimo (18,19°C) se da en el módulo superior y el máximo (19,77°C) en la planta baja. Las temperaturas resultantes mejoran ligeramente respecto al caso sin ventilación, situándose siempre por encima de los 20°C (excepto en la primera hora de la jornada laboral, las 9h).

La **temperatura** resultante máxima del **módulo de estudio** es de 21,49°C, prácticamente idéntica a la máxima del caso sin ventilar, mientras que la mínima es de 19,02°C (a las 9h).

La **temperatura** resultante máxima de la **DFAV** (para el módulo de estudio) es de 18,25°C (un 4,5% mayor que en el caso sin ventilación) y la mínima de 11,36°C (a las 9h).

En relación con las **temperaturas superficiales de los vidrios** de la DFAV, la temperatura interior mínima es de 15,08°C (a las 9h para el módulo superior). En el módulo de estudio, la temperatura interior mínima es de 15,86°C y la exterior mínima de 12,44°C.

- **Orientación Este:**

Las **temperaturas** resultantes de las **zonas ocupadas** del edificio, a la hora crítica (9h), presentan un valor mínimo de 17,83°C (para el módulo superior) y un valor máximo de 18,92°C (para la planta baja). Las temperaturas resultantes prácticamente no varían respecto al caso sin ventilar, situándose siempre por debajo de los 21°C.

La **temperatura** resultante máxima del **módulo de estudio** es de 20,03°C (a las 14h), mientras que la mínima es de 18,53°C (a las 9h), prácticamente idénticas a las del caso sin ventilar.

La **temperatura** resultante máxima de la **DFAV** (para el módulo de estudio) es de 15,31°C (un 10,4% mayor que en el caso sin ventilación) y la mínima de 9,99°C (a las 9h).

En relación con las **temperaturas superficiales de los vidrios** de la DFAV, la temperatura interior mínima es de 14,34°C (a las 9h para el módulo superior). En el módulo de estudio, la temperatura interior mínima es de 14,97°C y la exterior mínima de 11,18°C.

#### ▪ **Orientación Oeste:**

Las **temperaturas** resultantes de las **zonas ocupadas** del edificio, a la hora crítica (9h), presentan un valor mínimo de 17,86°C (para el módulo superior) y un valor máximo de 19,27°C (para la planta baja). Las temperaturas resultantes prácticamente no varían respecto al caso sin ventilar.

La **temperatura** resultante máxima del **módulo de estudio** es de 21,71°C (a las 17h), mientras que la mínima es de 18,62°C (a las 9h), prácticamente idénticas a las del caso sin ventilar. La **temperatura** resultante máxima de la **DFAV** (para el módulo de estudio) es de 19,19°C y la mínima de 11,14°C (a las 9h).

Finalmente, respecto a las **temperaturas superficiales de los vidrios** de la DFAV, la temperatura interior mínima es de 14,74°C (a las 9h para el módulo superior). En el módulo de estudio, la temperatura interior mínima es de 15,42°C y la exterior mínima de 12,12°C.

#### ▪ **Orientación Norte:**

Las **temperaturas resultantes mínimas** vuelven a darse en el módulo superior (17,68°C de temperatura resultante mínima, a las 9h). La **temperatura** resultante máxima del **módulo de estudio** es de 19,92°C (a las 14h), y la mínima de 18,38°C (a las 9h). La **temperatura** resultante máxima de la **DFAV** (para el módulo de estudio) es de 15,09°C y la mínima de 9,91°C.

Por último, en relación con las **temperaturas superficiales de los vidrios** de la DFAV, la temperatura interior mínima es de 14,18°C (a las 9h para el módulo superior). En el módulo de estudio, la temperatura interior mínima es de 14,82°C y la exterior mínima de 11,07°C.

### 8.4.3.3. Transmisión de calor a través del vidrio interior de la DFAV

#### ▪ **Orientación Sur:**

El calor neto que se pierde a través de la fachada del módulo de estudio en el día crítico de invierno es de 22,8 kW. Durante las horas de funcionamiento del edificio, dicho flujo es de 10,77 kW. Esto supone una disminución del 9,7% y del 6,8% respectivamente respecto al caso sin ventilación. Esta disminución proviene tanto de la fracción convectiva como de la radiativa de onda larga. Es decir, que la ventilación de la entrepíel con aire de recirculación de los espacios climatizados interiores ayuda a reducir las pérdidas de calor a través de la fachada.

#### ▪ **Orientación Este:**

El calor neto que se pierde a través de la fachada del módulo de estudio en el día crítico de invierno es de 26,6 kW (14,16 kW durante las horas de funcionamiento del edificio, lo que supone una disminución del 15,4% respecto al caso sin ventilar). Como en la orientación Sur,

se comprueba que la ventilación de la entrepíel con aire de recirculación de los espacios climatizados interiores ayuda a reducir las pérdidas de calor a través de la fachada.

▪ **Orientación Oeste:**

El calor neto que se pierde a través de la fachada del módulo de estudio en el día crítico de invierno es de 21,76 kW (10,72 kW durante las horas de funcionamiento del edificio, lo que supone una disminución del 15,4% respecto al caso sin ventilar).

▪ **Orientación Norte:**

El calor neto que se pierde a través de la fachada del módulo de estudio en el día crítico de invierno es de 26,15 kW (14,11 kW durante las horas de funcionamiento del edificio, lo que supone una disminución del 15,4% respecto al caso sin ventilar).

#### **8.4.4. Conclusiones**

- La demanda de refrigeración se reduce de manera limitada respecto al caso sin ventilar (entre un 1,84% para la orientación Norte y un 3,52% para la Sur).
- La demanda de calefacción aumenta en un porcentaje similar al que se reduce la de refrigeración, con un aumento mínimo del 1,81% (para la orientación Norte) y máximo del 3,01% (para la orientación Este).
- La proporción tan pequeña que representa la demanda de calefacción sobre el total hace que su aumento sea prácticamente despreciable sobre el comportamiento global de la demanda de climatización del edificio, que se ve reducida entre un 1,64% (para la orientación Norte) y un 3,45% (para la orientación Sur).
- Por la banda baja del rango de temperaturas se incrementa el número de horas por debajo de 21°C, de manera más acusada que la mejora que se produce por la banda alta (disminuyendo el número de horas por encima de 26°C).
- Las temperaturas resultantes máximas en los espacios ocupados se reducen muy poco respecto el caso anterior (aproximadamente un 1% para todas las orientaciones).
- La temperatura resultante máxima de la DFAV disminuye entre un 3,5% (Oeste) y un 5,8% (Sur) respecto al caso sin ventilación.
- Las temperaturas superficiales de los vidrios (exterior e interior), disminuyen entre unos mínimos de un 1,1% y un 2,4% (Norte) y un 2,7% y un 3,4% (Oeste), respectivamente.
- En resumen, podría decirse que la ventilación por recirculación no parece ser una solución demasiado interesante, ni a nivel de reducir demandas de climatización ni de mejorar las condiciones de confort térmico interiores.



## 8.5. SIMULACIONES CON VENTILACIÓN MIXTA DE LA DFAV. CAUDAL BAJO

### 8.5.1. Resultados anuales para el edificio de estudio

Del mismo modo que para la fachada ventilada únicamente con aire de recirculación de los espacios ocupados del edificio, a continuación se analizarán los resultados obtenidos cuando se aplica una estrategia de ventilación mixta de la entrepel de la DFAV. El caudal de ventilación impulsado en este caso es de 2,79 kg/s para cada planta (según el valor obtenido en el modelo matemático presentado en el Capítulo 6), de los cuales 0,216 kg/s proceden de la recirculación del aire interior y los 2,574 kg/s restantes son de aportación exterior (con lo que estarán a las condiciones de temperatura exterior en cada momento).

El análisis se realizará para las cuatro orientaciones principales.

#### 8.5.1.1. Cargas y demandas de climatización globales

##### ▪ Orientación Sur:

Los gráficos de demanda de climatización y cargas térmicas sobre el edificio de estudio no ofrecen diferencias formales significativas respecto al caso con ventilación por recirculación. Sin embargo, sí que se aprecian variaciones en los valores de demanda alcanzados en cada caso simulado.

Así, la demanda de refrigeración se reduce en un 12,86%, pasando a ser de 32368,90 kWh, mientras que la de calefacción aumenta un 80,25%, pasando a ser de 806,44 kWh.

Esta estrategia de ventilación mixta durante todas las horas de funcionamiento del edificio supone, en global, una disminución de la demanda de climatización del 11,76% respecto al caso de ventilación por recirculación (un 15,20% respecto al caso base sin ventilación). El aumento de la demanda de calefacción es en este caso notable, mucho mayor que en el caso de ventilación por recirculación. Esto es lógico debido al hecho que la mayor parte de la aportación de aire que se está haciendo a la entrepel de la DFAV es aire exterior, que se encuentra en cada momento a la temperatura exterior. A pesar de que la contribución de la calefacción a la demanda global del edificio continúa siendo anecdótica, se afianza la idea que la mejor alternativa para reducir la demanda energética del edificio será ventilar de manera selectiva en función de las condiciones exteriores de temperatura y radiación solar incidente sobre la fachada, para que la variación de ambas aportaciones (tanto calefacción como refrigeración) beneficie al objetivo de reducir la demanda global.

##### ▪ Orientación Este:

En este caso la demanda de refrigeración se reduce menos, únicamente en un 9,19%, pasando a ser de 28918,97 kWh. La demanda de calefacción, por su parte, aumenta un 51%, pasando a ser de 1883,29 kWh. En global, la disminución total de la demanda de climatización del edificio es del 6,92% (un 9,32% respecto al caso base sin ventilación), lo que indica que la orientación Este se beneficia notablemente menos que la Sur de la estrategia de ventilación de la entrepel de la DFAV.

##### ▪ Orientación Oeste:

La demanda de refrigeración se reduce en un 10,93%, pasando a ser de 35592,56 kWh. La demanda de calefacción, por su parte, aumenta un 55,16%, pasando a ser de 1524,06 kWh. En global, la disminución total de la demanda de climatización del edificio es del 9,34% (un 12,38% respecto al caso base sin ventilación).

### ▪ Orientación Norte:

Finalmente para la orientación Norte, que es la que presenta la demanda de calefacción mayor, la reducción en la demanda de refrigeración obtenida empleando una estrategia de ventilación mixta de la entrepíel es del 7,53%, alcanzándose un valor en 24663,82 kWh. La demanda de calefacción, por su parte, aumenta un 43,18%, pasando a ser de 2360,09 kWh. En global, la disminución total de la demanda de climatización del edificio es del 4,58% (un 6,22% respecto al caso base sin ventilación), lo que indica que la orientación Norte es la que menos se beneficia de la estrategia de ventilación de la entrepíel de la DFAV.

### 8.5.1.2. Cargas pico de climatización

### ▪ Orientación Sur:

Las cargas pico de calefacción para las diferentes zonas del edificio se presentan en la Tabla 8.56:

Zona	Carga Pico Calefacción (kW)	Variación respecto caso ventilación recirculación	Carga Pico por metro cuadrado (W/m <sup>2</sup> )	Temperatura resultante (°C)
Módulo inferior	4,25	21,46%	30,02	19,06
Módulo superior	6,99	11,82%	49,44	17,90
Ground floor	3,11	30,44%	21,99	19,43
Módulo estudio	5,47	14,35%	38,67	18,73

Tabla 8.56. Cargas pico de calefacción (total y por metro cuadrado) para las zonas ocupadas del edificio de estudio. Ventilación mixta. Orientación Sur

Los días en que se producen estas cargas pico para el edificio y para las diferentes zonas no varían en ningún caso.

Respecto a las temperaturas resultantes de los diferentes espacios ocupados, la variación es muy pequeña respecto al caso anterior, reduciéndose aproximadamente medio grado en todas las zonas.

La carga pico de calefacción aumenta en todas las zonas (entre un 11% y un 30%) respecto al caso de ventilación por recirculación.

Respecto a las cargas pico de refrigeración, pueden verse en la Tabla 8.57:

Zona	Carga Pico Refrigeración (kW)	Variación respecto caso ventilación recirculación	Carga Pico por metro cuadrado (W/m <sup>2</sup> )	Temperatura resultante (°C)
Módulo inferior	8,26	-5,40%	58,39	27,16
Módulo superior	9,73	-6,56%	68,82	28,14
Ground floor	7,30	-5,20%	51,65	26,91
Módulo estudio	9,46	-5,24%	66,86	27,75

Tabla 8.57. Cargas pico de refrigeración (total y por metro cuadrado) para las zonas ocupadas del edificio de estudio. Ventilación mixta. Orientación Sur

Como puede observarse, la carga pico de refrigeración se reduce en todas las zonas respecto al caso de ventilación por recirculación, entre casi un 5,2% y un 6,5%. Por su parte, las temperaturas resultantes prácticamente tampoco varían, mejorando ligeramente al disminuir medio grado aproximadamente para todas las zonas.

▪ **Orientación Este:**

Las cargas pico de calefacción para la orientación Este se presentan, del mismo modo que en el caso anterior, en la Tabla 8.58:

Zona	Carga Pico Calefacción (kW)	Variación respecto caso ventilación recirculación	Carga Pico por metro cuadrado (W/m <sup>2</sup> )	Temperatura resultante (°C)
Módulo inferior	5,85	12,24%	41,36	18,48
Módulo superior	8,15	8,90%	57,60	17,57
Ground floor	4,95	14,40%	35,03	18,66
Módulo estudio	6,85	9,37%	48,45	18,30

Tabla 8.58. Cargas pico de calefacción (total y por metro cuadrado) para las zonas ocupadas del edificio de estudio. Ventilación mixta. Orientación Este

Los días en que se producen estas cargas pico para el edificio y para las diferentes zonas no varían en ninguna de las zonas.

Las diferencias de las temperaturas resultantes de los diferentes espacios ocupados con el caso de ventilación por recirculación son prácticamente inapreciables.

La carga pico de calefacción aumenta en todas las zonas (entre un 8,9% y un 14,4%) respecto al caso de ventilación por recirculación. Este aumento es menor que en la orientación Sur, pero no por ello deja de ser muy importante.

En relación con las cargas pico de refrigeración, que se muestran en la Tabla 8.59, puede verse que éstas se reducen entre un 4,25% y un 5,07% según la zona, respecto al caso de ventilación por recirculación. Las temperaturas resultantes a la hora crítica tampoco presentan variaciones importantes.

Zona	Carga Pico Refrigeración (kW)	Variación respecto caso ventilación recirculación	Carga Pico por metro cuadrado (W/m <sup>2</sup> )	Temperatura resultante (°C)
Módulo inferior	8,91	-4,53%	63,01	27,72
Módulo superior	9,96	-4,60%	70,45	28,18
Ground floor	7,26	-5,07%	51,32	27,21
Módulo estudio	10,02	-4,25%	70,87	28,14

Tabla 8.59. Cargas pico de refrigeración (total y por metro cuadrado) para las zonas ocupadas del edificio de estudio. Ventilación mixta. Orientación Este

▪ **Orientación Oeste:**

Las cargas pico de calefacción para la orientación Oeste se muestran en la Tabla 8.60:

Zona	Carga Pico Calefacción (kW)	Variación respecto caso ventilación recirculación	Carga Pico por metro cuadrado (W/m <sup>2</sup> )	Temperatura resultante (°C)
Módulo inferior	5,22	14,97%	36,92	18,61
Módulo superior	7,65	9,47%	54,11	17,61
Ground floor	4,22	21,35%	29,86	19,01
Módulo estudio	6,27	10,87%	44,31	18,37

Tabla 8.60. Cargas pico de calefacción (total y por metro cuadrado) para las zonas ocupadas del edificio de estudio. Ventilación mixta. Orientación Oeste

De nuevo no se producen diferencias significativas en las temperaturas resultantes de los diferentes espacios ocupados, que únicamente disminuyen menos de medio grado en todas las zonas.

Las cargas pico de calefacción aumentan, respecto al caso con ventilación por recirculación, entre un 9,4% y un 21,3% según la zona.

Las cargas pico de refrigeración (Tabla 8.61), por su parte, disminuyen entre un 7,3% y un 9,3%. Las temperaturas resultantes de las diferentes zonas se mantienen prácticamente invariables, disminuyendo menos de medio grado.

Zona	Carga Pico Refrigeración (kW)	Variación respecto caso ventilación recirculación	Carga Pico por metro cuadrado (W/m <sup>2</sup> )	Temperatura resultante (°C)
Módulo inferior	11,90	-8,87%	84,16	29,61
Módulo superior	13,74	-9,35%	97,16	30,76
Ground floor	10,45	-8,57%	73,92	29,32
Módulo estudio	13,89	-7,31%	98,25	30,59

Tabla 8.61. Cargas pico de refrigeración (total y por metro cuadrado) para las zonas ocupadas del edificio de estudio. Ventilación mixta. Orientación Oeste

#### ▪ Orientación Norte:

Por último, las cargas pico de calefacción y refrigeración para la orientación Norte se muestran en las Tablas 8.62 y 8.63:

Zona	Carga Pico Calefacción (kW)	Variación respecto caso ventilación recirculación	Carga Pico por metro cuadrado (W/m <sup>2</sup> )	Temperatura resultante (°C)
Módulo inferior	6,18	10,33%	43,73	18,34
Módulo superior	8,42	7,65%	59,56	17,45
Ground floor	5,25	12,13%	37,12	18,52
Módulo estudio	7,13	8,13%	50,43	18,17

Tabla 8.62. Cargas pico de calefacción (total y por metro cuadrado) para las zonas ocupadas del edificio de estudio. Ventilación mixta. Orientación Norte

Zona	Carga Pico Refrigeración (kW)	Variación respecto caso ventilación recirculación	Carga Pico por metro cuadrado (W/m <sup>2</sup> )	Temperatura resultante (°C)
Módulo inferior	7,02	-1,46%	49,64	26,62
Módulo superior	7,99	-1,94%	56,50	27,28
Ground floor	6,35	-1,33%	44,88	26,40
Módulo estudio	7,72	-1,40%	54,61	26,97

Tabla 8.63. Cargas pico de refrigeración (total y por metro cuadrado) para las zonas ocupadas del edificio de estudio. Ventilación mixta. Orientación Norte

De nuevo no se producen diferencias significativas respecto al caso con ventilación por recirculación en las temperaturas resultantes, ni en el caso crítico de calefacción ni en el de refrigeración.

Por su parte, las cargas pico de calefacción aumentan entre un 7,65% y un 12,13% según la zona, mientras que las de refrigeración disminuyen aproximadamente un 1,5% para las

diferentes zonas, siendo esta la orientación que presenta una reducción menor en la demanda de refrigeración.

### 8.5.1.3. Frecuencias de temperaturas alcanzadas en el espacio ocupado

Del mismo modo que en los casos anteriores, en las siguientes tablas se muestran para las diferentes orientaciones, las frecuencias (en horas) para la temperatura resultante durante todo el año simulado. Las situaciones fuera del rango de confort térmico (temperatura operativa entre 21°C y 26°C) aparecen marcadas en rojo.

#### ▪ Orientación Sur:

Band (°C)	<19	19>	20>	21>	22>	23>	24>	25>	26>	27>	28>	29>	30>
Módulo inferior	0	13	106	102	161	353	792	862	619	28	0	0	0
Módulo superior	13	90	158	145	186	303	571	656	647	260	7	0	0
Ground floor	0	9	106	123	181	500	817	854	446	0	0	0	0
Módulo estudio	1	24	120	116	142	236	617	850	744	186	0	0	0

Tabla 8.64. Frecuencias (horas) para la temperatura resultante del edificio de estudio. Ventilación mixta. Orientación Sur

Debido a que el aire impulsado es en su mayor parte aire exterior, el número de horas por debajo de 21°C es considerablemente mayor que en el caso anterior, incrementándose en un 65,37% al pasar de 387 a 640 horas. Por la parte alta la mejora es menor porcentualmente, pero también importante (un 22,28%), pasando de 3779 horas a 2937 horas por encima del límite de confort térmico (para el edificio de estudio globalmente).

#### ▪ Orientación Este:

Band (°C)	<19	19>	20>	21>	22>	23>	24>	25>	26>	27>	28>	29>	30>
Módulo inferior	9	113	316	239	215	418	512	594	583	37	0	0	0
Módulo superior	50	211	334	187	188	384	417	446	606	211	2	0	0
Ground floor	6	141	338	219	255	445	547	661	419	5	0	0	0
Módulo estudio	8	102	275	243	193	402	460	572	644	134	3	0	0

Tabla 8.65. Frecuencias (horas) para la temperatura resultante del edificio de estudio. Ventilación mixta. Orientación Este

Para la orientación Este el empeoramiento de la situación térmica por la banda baja del rango de temperaturas es también notable (aumenta en un 51,4% el número de horas por debajo de 21°C, pasando de 1257 a 1903 horas). La mejora experimentada por la parte alta es menor que en la orientación Sur (un 14,4%), pasando de 3089 horas a 2644 horas por encima del límite de confort térmico (para el edificio de estudio globalmente).

#### ▪ Orientación Oeste:

Band (°C)	<19	19>	20>	21>	22>	23>	24>	25>	26>	27>	28>	29>	30>	31>
Módulo inferior	3	83	218	202	198	343	502	556	588	273	67	3	0	0
Módulo superior	37	172	253	189	176	327	400	452	466	372	144	44	4	0
Ground floor	1	103	239	197	207	413	512	565	577	189	30	3	0	0
Módulo estudio	6	78	215	191	194	278	483	512	555	369	117	34	4	0

Tabla 8.66. Frecuencias (horas) para la temperatura resultante del edificio de estudio. Ventilación mixta. Orientación Oeste

En este caso por la banda baja del rango de temperaturas se aumenta en un 55,2% el número de horas por debajo de 21°C, pasando de 907 a 1408 horas y por la banda alta se reduce en un 13,3%, pasando de 4430 a 3839 horas por encima de 26°C (para el edificio de estudio globalmente).

▪ **Orientación Norte:**

Band (°C)	<19	19>	20>	21>	22>	23>	24>	25>	26>	27>	28>	29>	30>
Módulo inferior	10	176	380	268	226	480	484	741	271	0	0	0	0
Módulo superior	69	296	339	203	212	438	412	456	569	42	0	0	0
Ground floor	9	224	364	272	256	511	514	791	95	0	0	0	0
Módulo estudio	12	154	352	251	211	477	474	607	497	1	0	0	0

Tabla 8.67. Frecuencias (horas) para la temperatura resultante del edificio de estudio. Ventilación mixta. Orientación Norte

Finalmente, para la orientación Norte se aumenta, por la banda baja del rango de temperaturas, en un 33,84% el número de horas por debajo de 21°C, pasando de 1782 a 2385 horas y por la banda alta se reduce en un 18,51%, pasando de 1810 a 1475 horas por encima de 26°C (para el edificio de estudio globalmente).

### 8.5.2. Resultados para el día crítico de verano

Del mismo modo que para los casos anteriores, a continuación se analizarán los parámetros que definen el comportamiento termoenergético del edificio para el día crítico de verano, para las cuatro orientaciones simuladas. Los días críticos no cambian respecto el caso base, por lo que se tiene que continúan siendo el 4 de septiembre para la fachada Sur, el 20 de agosto para la Este, el 4 de septiembre para la Oeste y el 31 de julio para la Norte.

#### 8.5.2.1. Demandas de climatización

▪ **Orientación Sur:**

Las demandas de climatización global del edificio para el día crítico de verano siguen el mismo patrón de comportamiento que para el resto de casos simulados. La única diferencia es que los valores de demanda de refrigeración disminuyen durante todo el día, de manera bastante más notable que en el caso de ventilación por recirculación.

La demanda máxima de refrigeración la presenta el módulo superior, con una carga pico de 9,73 kW a las 15h (se reduce en un 6,6%), mientras que la mínima la presenta la planta baja, con una carga pico de 7,3 kW a las 15h (se reduce en un 5,2%).

En relación con las cargas térmicas y demandas de climatización del módulo de estudio, de nuevo se obtiene que la demanda de calefacción es nula, mientras que la demanda de refrigeración sigue el perfil de la radiación solar, y presenta su pico (de 9,45 kW) a las 15:00h, desfasado una hora del pico máximo de la radiación solar. Esto supone una reducción de un 5,3% respecto al caso con ventilación por recirculación.

▪ **Orientación Este:**

Para la orientación Este, la demanda máxima de refrigeración la presenta el módulo superior, con una carga pico de 10,02 kW a las 9h (se reduce en un 4,2%), mientras que la mínima la presenta la planta baja, con una carga pico de 7,25 kW a las 9h (se reduce en un 5,1%).

En relación con las cargas térmicas y demandas de climatización del módulo de estudio, la demanda de refrigeración presenta su pico, de valor 9,96 kW, también a las 9h. Esto supone una reducción de un 4,6% respecto al caso con ventilación por recirculación.

▪ **Orientación Oeste:**

En relación con las demandas de climatización globales del edificio, tenemos que el módulo superior presenta la mayor demanda de refrigeración, con un pico de 13,89 kW a las 19h, y la planta baja la menor, con un pico de 10,45 kW también a las 19h.

Respecto al módulo de estudio, su demanda de refrigeración presenta un pico de valor 13,74 kW (a las 19h). Esto supone una reducción de un 8,2% respecto al caso con ventilación por recirculación.

▪ **Orientación Norte:**

Finalmente para la orientación Norte, la demanda de refrigeración del edificio es máxima en el módulo superior, que presenta un pico de 7,98 kW a las 15h, y la planta baja la menor, con un pico de 6,34 kW también a las 15h.

Respecto al módulo de estudio, su demanda de refrigeración presenta un pico de valor 7,72 kW (a las 15h). Esto supone una reducción de un 1,4% respecto al caso con ventilación por recirculación.

### 8.5.2.2. Análisis de temperaturas

▪ **Orientación Sur:**

Respecto al análisis de las **temperaturas** de las **zonas ocupadas** del edificio, el valor máximo de la temperatura radiante es de 32,36°C (para el módulo superior) y el mínimo es de 29,94°C (para la planta baja), ambos a las 14h. A esta hora crítica, la máxima temperatura resultante se da en el módulo superior, y asciende a 28,18°C (tan sólo un 1% menor que el caso con ventilación por recirculación).

La **temperatura resultante** máxima del **módulo de estudio** es de 27,79°C, y la temperatura resultante máxima de la **DFAV** (para el módulo de estudio) es de 36,06°C (un 6,9% menor que en el caso con ventilación por recirculación).

En relación con las **temperaturas superficiales de los vidrios** de la DFAV, la temperatura interior máxima asciende a 34,89°C (a las 14h para el módulo superior). En el módulo de estudio, la temperatura interior máxima es de 32,56°C y la exterior máxima de 35,37°C (un 3,8% y un 7,58% inferiores a las del caso con ventilación por recirculación, respectivamente).

▪ **Orientación Este:**

Respecto al análisis de las **temperaturas** de las **zonas ocupadas** del edificio, se tiene que los valores de las temperaturas resultantes para la hora crítica (9h) son máximos en el módulo superior (28,18°C) y mínimos (27,21°C) en la planta baja. Estas temperaturas varían muy poco (menos del 1%) respecto al caso con ventilación por recirculación.

La **temperatura resultante** máxima del **módulo de estudio** es de 28,14°C, mientras que la temperatura resultante máxima de la **DFAV** (para el módulo de estudio) es de 31,94°C.

En relación con las **temperaturas superficiales de los vidrios** de la DFAV, la temperatura interior máxima asciende a 31,38°C (a las 9h para el módulo superior). En el módulo de estudio, la temperatura interior máxima es de 31,03°C (un 4,2% menor que en el caso de ventilación por recirculación) y la exterior máxima es de 30,86°C. En este caso, debido a que el vidrio exterior está en contacto con un caudal de aire relativamente importante a una

temperatura de 25°C (la temperatura exterior en ese instante), la temperatura superficial del mismo disminuye notablemente.

▪ **Orientación Oeste:**

En relación con las **temperaturas** de las **zonas ocupadas** del edificio, los valores de las temperaturas resultantes para la hora crítica (19h) son máximos en el módulo superior (30,76°C) y mínimos en la planta baja (29,32°C). La disminución de estas temperaturas respecto al caso con ventilación por recirculación es de medio grado aproximadamente.

La **temperatura** resultante máxima del **módulo de estudio** es de 30,59°C, y la de la **DFAV** (para el módulo de estudio) es de 37,32°C (un 15,9% menor que en el caso con ventilación por recirculación).

Por último, respecto a las **temperaturas superficiales de los vidrios** de la DFAV, la temperatura interior máxima asciende a 36,9°C (a las 19h para el módulo superior). En el módulo de estudio, la temperatura interior máxima es de 37,17°C y la exterior máxima de 39,55°C (un 8,3% y un 18,9% inferiores a las del caso con ventilación por recirculación, respectivamente).

▪ **Orientación Norte:**

En este caso las temperaturas resultantes máximas (27,28°C) se dan en el módulo superior a las 15h. La variación de estas temperaturas respecto al caso con ventilación por recirculación se puede considerar despreciable.

Los valores máximos para la **zona ocupada del módulo de estudio** se dan también a las 15h, siendo de 29,94°C para la temperatura radiante y 26,97°C para la resultante. La **DFAV del módulo de estudio** presenta una temperatura radiante máxima de 35,47°C y una temperatura resultante máxima de 2,75°C.

Finalmente, respecto a las **temperaturas superficiales de los vidrios** de la DFAV, la temperatura interior máxima asciende a 30,04°C (a las 15h para el módulo superior). En el módulo de estudio, la temperatura interior máxima es de 29,83°C y la exterior máxima de 31,40°C (un 0,9% y un 1,87% inferiores a las del caso con ventilación por recirculación, respectivamente).

### **8.5.2.3. Transmisión de calor a través del vidrio interior de la DFAV**

▪ **Orientación Sur:**

El calor neto que se introduce en el edificio en el día crítico a través de la DFAV del módulo de estudio, durante las horas de funcionamiento del edificio, es de 6,77 kW. Esto supone una disminución del 41% respecto al caso de ventilación por recirculación.

▪ **Orientación Este:**

En este caso el flujo neto de calor a través de la fachada del edificio, durante las horas en que está en funcionamiento, es de 2,19 kW, lo que quiere decir que la ventilación forzada de la entropiel con aire mayoritariamente procedente del exterior hace que la transmisión de calor a través de la fachada se reduzca en un 56,2%



- **Orientación Oeste:**

El flujo de calor global que entra en el edificio a través de la fachada del módulo de estudio el día crítico, durante las horas de funcionamiento del mismo, es de 5,3 kW. Esto supone una disminución del 54% respecto al caso de ventilación por recirculación.

- **Orientación Norte:**

El calor neto que se introduce en el edificio en el día crítico a través de la DFAV del módulo de estudio, durante las horas de funcionamiento del edificio, es de 4,22 kW. Esto supone una disminución del 19,15% respecto al caso de ventilación por recirculación.

### 8.5.3. Resultados para el día crítico de invierno

Los días críticos de invierno son el 27 de diciembre para la orientación Sur y la Oeste, y el 15 de enero para la Este y la Norte.

#### 8.5.3.1. Demandas de climatización

- **Orientación Sur:**

Las demandas de climatización global del edificio para el día crítico de invierno siguen el mismo patrón de comportamiento que los casos anteriormente simulados, sólo que los valores de demanda de calefacción aumentan durante todo el día, y son notablemente más elevados que en el caso de ventilación por recirculación, debido a que la mayor parte del aire impulsado por la doble fachada es de aportación exterior.

La demanda máxima de calefacción la presenta el módulo superior, con una carga pico de 6,99 kW a las 9h (aumenta un 11,8%), mientras que la mínima la presenta la planta baja, con una carga pico de 3,11 kW a las 9h (aumentando un 30,7%).

En relación con las cargas térmicas y demandas de climatización del módulo de estudio, la demanda de calefacción presenta un pico de 5,47 kW a las 9h, lo que supone un aumento de un 14,4% respecto al caso con ventilación por recirculación.

- **Orientación Este:**

Para la orientación Este, la demanda de calefacción máxima la presenta el módulo superior, con una carga pico de 8,15 kW a las 9h (aumenta un 8,9%).

En relación con el módulo de estudio, su demanda de calefacción presenta un pico de 6,85 kW a las 9h, lo que supone un aumento de un 9,4% respecto al caso con ventilación por recirculación.

- **Orientación Oeste:**

Para esta orientación, la demanda de calefacción máxima se da también en el módulo superior, que presenta una carga pico de 7,65 kW a las 9h (aumenta un 9,4%). La demanda de calefacción del módulo de estudio tiene un pico de 6,26 kW (a las 9h).

- **Orientación Norte:**

Finalmente, para la orientación Norte las cargas de calefacción también presentan los valores máximos a las 9h. El módulo superior presenta la mayor demanda de calefacción (con un máximo de 8,42 kW). La carga pico de calefacción del módulo de estudio es de 7,13 kW.

### 8.5.3.2. Análisis de temperaturas

#### ▪ Orientación Sur:

Respecto a las temperaturas resultantes a la hora crítica (9h), el valor mínimo (17,9°C) se da en el módulo superior y el máximo (19,43°C) en la planta baja. Las temperaturas resultantes empeoran ligeramente respecto al caso con ventilación por recirculación, a pesar de que las diferencias son mínimas.

La **temperatura** resultante máxima del **módulo de estudio** es de 20,86°C, mientras que la mínima es de 18,73°C (a las 9h). Por su parte, la **temperatura** resultante máxima de la **DFAV** (para el módulo de estudio) es de 13,86°C y la mínima de 7,11°C (a las 9h) (un 24% y un 37,4% menor respectivamente que en el caso con ventilación por recirculación).

En relación con las **temperaturas superficiales de los vidrios** de la DFAV, la temperatura interior mínima es de 13,57°C (a las 9h para el módulo superior). En el módulo de estudio, la temperatura interior mínima es de 14,48°C y la exterior mínima de 9,53°C.

#### ▪ Orientación Este:

Las **temperaturas** resultantes de las **zonas ocupadas** del edificio, a la hora crítica (9h), presentan un valor mínimo de 17,57°C (para el módulo superior) y un valor máximo de 18,66°C (para la planta baja).

La **temperatura** resultante máxima del **módulo de estudio** es de 19,73°C (a las 14h), mientras que la mínima es de 18,30°C (a las 9h), prácticamente idénticas a las del caso con ventilación por recirculación. La **temperatura** resultante máxima de la **DFAV** (para el módulo de estudio) es de 10,50°C (un 31,4% menor que en el caso con ventilación por recirculación) y la mínima de 5,62°C (a las 9h).

En relación con las **temperaturas superficiales de los vidrios** de la DFAV, la temperatura interior mínima es de 12,82°C (a las 9h para el módulo superior). En el módulo de estudio, la temperatura interior mínima es de 13,64°C y la exterior mínima de 8,23°C.

#### ▪ Orientación Oeste:

Las **temperaturas** resultantes de las **zonas ocupadas** del edificio, a la hora crítica (9h), presentan un valor mínimo de 17,61°C (para el módulo superior) y un valor máximo de 18,97°C (para la planta baja). Las temperaturas resultantes prácticamente no varían respecto al caso con ventilación por recirculación.

La **temperatura** resultante máxima del **módulo de estudio** es de 21,04°C (a las 17h), mientras que la mínima es de 18,37°C (a las 9h), prácticamente idénticas a las del caso con ventilación por recirculación. La **temperatura** resultante máxima de la **DFAV** (para el módulo de estudio) es de 14,66°C y la mínima de 7,01°C (a las 9h).

Finalmente, respecto a las **temperaturas superficiales de los vidrios** de la DFAV, la temperatura interior mínima es de 13,30°C (a las 9h para el módulo superior). En el módulo de estudio, la temperatura interior mínima es de 14,14°C y la exterior mínima de 9,35°C.

#### ▪ Orientación Norte:

Las **temperaturas resultantes mínimas** vuelven a darse en el módulo superior (17,45°C de temperatura resultante mínima, a las 9h). La **temperatura** resultante máxima del **módulo de estudio** es de 19,65°C (a las 14h), y la mínima de 18,17°C (a las 9h). La **temperatura**

resultante máxima de la **DFAV** (para el módulo de estudio) es de 10,41°C y la mínima de 5,59°C.

Por último, en relación con las **temperaturas superficiales de los vidrios** de la DFAV, la temperatura interior mínima es de 12,71°C (a las 9h para el módulo superior). En el módulo de estudio, la temperatura interior mínima es de 13,52°C y la exterior mínima de 8,17°C.

#### 8.5.3.3. Transmisión de calor a través del vidrio interior de la DFAV

##### ▪ Orientación Sur:

El calor neto que se pierde a través de la fachada del módulo de estudio en el día crítico de invierno, durante las horas de funcionamiento del edificio, es de 16,96 kW. Esto supone un aumento del 57,5% respecto al caso con ventilación por recirculación.

##### ▪ Orientación Este:

El calor neto que se pierde a través de la fachada del módulo de estudio en el día crítico de invierno, durante las horas de funcionamiento del edificio, es de 21,42 kW. Esto supone un aumento del 51,3% respecto al caso con ventilación por recirculación.

##### ▪ Orientación Oeste:

El calor neto que se pierde a través de la fachada del módulo de estudio en el día crítico de invierno, durante las horas de funcionamiento del edificio, es de 16,6 kW, lo que supone un aumento del 54,8% respecto al caso con ventilación por recirculación.

##### ▪ Orientación Norte:

Por último, para la orientación Norte, el calor que se pierde a través de la fachada del módulo de estudio en el día crítico de invierno, durante las horas de funcionamiento del edificio, es de 21,3 kW, cosa que supone un incremento del 18,5% respecto al caso con ventilación por recirculación.

#### 8.5.4. Conclusiones

- Respecto al caso de ventilación por recirculación:
  - La demanda de refrigeración se reduce entre un 7,53% (Norte) y un 12,86% (Sur).
  - La demanda de calefacción aumenta entre un 43,18% (Norte) y un 80,25% (Sur).
  - La disminución global de la demanda de climatización va del 4,58% (Norte) al 11,76% (Sur).
  - La carga pico de calefacción aumenta un máximo de hasta un 30% (Sur), mientras que la carga pico de refrigeración se reduce hasta un máximo de un 9,35% (Oeste).
  - El número de horas fuera del rango de confort disminuye por la parte alta (mayor de 26°C) entre un 13,34% (Oeste) y un 22,28% (Sur).
  - El número de horas fuera del rango de confort aumenta por la parte baja (menor de 21°C) entre un 33,84% (Norte) y un 65,37% (Sur).
  - Las temperaturas máximas interior y exterior del vidrio disminuyen respectivamente entre un 0,9% y un 1,87% (Norte) y un 8,3% y un 18,9% (Oeste).

- La orientación que más se beneficia de la estrategia de ventilación mixta a caudal constante es la Sur, y la que menos la Norte. Aun así, la orientación más favorable a nivel de demanda (menor) sigue siendo la Norte. La orientación crítica, por su parte, sigue siendo la Oeste.
- La estrategia de aumentar el caudal de ventilación de la entrepíel de la DFAV a partir de una aportación exterior no supone una mejora muy importante a nivel de temperaturas resultantes máximas obtenidas. Afecta de manera bastante importante a las temperaturas resultantes máximas alcanzadas en la entrepíel (con variaciones de entre el 15% y el 20% según orientación), pero estas diferencias no se trasladan del mismo modo al interior del edificio, que mantiene sus temperaturas resultantes máximas bastante constantes (con diferencias de entre el 1% y el 3%, según zona y orientación).
- Aumentando el caudal de ventilación, la reducción de la demanda de refrigeración y la mejora de las condiciones de confort son notables, pero la ventilación continua sin control conlleva un aumento de la demanda de calefacción y, sobre todo, un empeoramiento de las condiciones de confort térmico por la parte baja del rango de temperaturas no admisibles.

## **8.6. SIMULACIONES CON VENTILACIÓN MIXTA DE LA DFAV. CAUDAL MEDIO Y ALTO**

A continuación se expondrán los resultados obtenidos en las simulaciones realizadas aumentando el caudal de ventilación de la doble fachada, a partir de incrementar la aportación exterior. La estrategia de ventilación se ha llevado a cabo para todas las horas en que está ocupado el edificio, sin discriminar si éste se encuentra en régimen de verano o de invierno. Esto lleva a que una disminución de la demanda de refrigeración pero, evidentemente, también a un aumento de la demanda de calefacción. Se ha realizado de este modo para visualizar los porcentajes respectivos de disminución y aumento de las demandas de climatización, para ver cuál de ellos evoluciona de manera más acentuada al aumentar el flujo de aire introducido en la fachada.

Se han llevado a cabo tres series de simulaciones, para las cuatro orientaciones de la fachada. Cada una de estas series ha consistido en aumentar el caudal impulsado por la entrepíel de la DFAV, respecto la aportación exterior del caso inmediatamente anterior. Con ello, se tiene un primer caso con un caudal que se ha denominado **“medio”**, consistente en **4 kg/s** (de los cuales 0,216 kg/s proceden de la recirculación del aire interior y los 3,784 kg/s restantes son de aportación exterior), un segundo caso con un caudal **“alto”** de **8 kg/s** (de los cuales 0,216 kg/s proceden de la recirculación del aire interior y 7,78 kg/s son de aportación exterior), y un tercer caso con un caudal **“muy alto”** de **12,29 kg/s** (0,216 kg/s de recirculación interior y 12,074 kg/s de aportación exterior). El caudal de este tercer caso se corresponde con una velocidad de impulsión del aire de 4 m/s que, según Guardo et al. (2011) es la velocidad a partir de la cual la entrada de calor a través de la DFAV deja de disminuir de manera importante.

A pesar de que podríamos seguir aumentando el caudal impulsado por la entrepíel, la reducción de demanda de refrigeración sería cada vez menos importante. Además, no se recomienda incrementarlo más allá del valor indicado debido a que la velocidad a la que trabajarían los ventiladores de impulsión y extracción podría ocasionar problemas de ruido derivados (Guardo et al. 2011).

Debido a que los resultados obtenidos para los días críticos de verano e invierno siguen el mismo patrón de comportamiento que los casos anteriormente expuestos, no se ha considerado interesante mostrarlos aquí. Por ello, tan sólo se mostrarán, mediante tablas, los resultados encontrados a nivel de demandas globales de climatización, de cargas pico y de número de horas con temperaturas fuera del rango de confort. También se mostrarán las variaciones porcentuales de cada caso respecto al inmediatamente anterior (en el caso de la ventilación mixta a caudal medio, el caso de referencia respecto al que se calculan las variaciones de los diferentes parámetros es el de ventilación mixta a caudal bajo, mostrado en el punto 8.5).

### 8.6.1. Orientación Sur

Los resultados de las simulaciones realizadas para los diferentes caudales de ventilación mixta de la DFAV, en el caso de la orientación Sur, se resumen en la Tabla 8.68.

	Caso		
	Ventilación mixta. Caudal medio	Ventilación mixta. Caudal alto	Ventilación mixta. Caudal muy alto
Demanda calefacción (kWh)	924,23	1080,28	1171,24
Demanda refrigeración (kWh)	31227,11	29971,30	29317,21
Demanda total (kWh)	32151,33	31051,58	30488,45
Variación Demanda calefacción (%)	14,61%	16,88%	8,42%
Variación Demanda refrigeración (%)	-3,53%	-4,02%	-2,18%
Variación Demanda TOTAL (%)	-3,09%	-3,42%	-1,81%
Carga pico calefacción Edificio (W/m <sup>2</sup> )	36,25	37,76	38,53
Carga pico refrigeración Edificio (W/m <sup>2</sup> )	60,38	59,19	58,54
Variación Carga pico calefacción (%)	3,47%	4,17%	2,03%
Variación Carga pico refrigeración (%)	-1,71%	-1,98%	-1,09%
Frecuencia temperaturas <21°C (Edificio)	718	819	883
Frecuencia temperaturas >26°C (Edificio)	2722	2504	2401
Variación Frecuencia T<21°C (%)	12,19%	14,07%	7,81%
Variación Frecuencia T>26°C (%)	-7,32%	-8,01%	-4,11%

Tabla 8.68. Demandas de climatización, cargas pico y frecuencias (valores globales y variaciones respecto al caso base). Ventilación mixta: caudal medio, alto y muy alto. Orientación Sur

Puede observarse que, a medida que se incrementa el caudal de aire impulsado por la entrepíel (a base de aumentar la aportación de aire exterior), la demanda de calefacción del edificio aumenta en un porcentaje mayor al de disminución de la demanda de refrigeración. Esta tendencia se da en los tres casos, pero se ve que los porcentajes se van reduciendo a medida que se incrementa el caudal. Cabe decir que en ningún caso la reducción en la demanda de refrigeración es demasiado importante (el máximo es del 4,02%). Así, por ejemplo, en el caso de ventilación a caudal muy alto, la mejora en relación a la disminución de la demanda de refrigeración del edificio es de únicamente un 2,18% respecto al caso anterior (caudal alto). Esto confirma la hipótesis de que existe un caudal máximo a partir del cual no se obtienen prácticamente cambios en el comportamiento energético de la DFAV.

Respecto a las cargas pico y el número de horas en que el edificio se encuentra fuera de las temperaturas de confort térmico (por debajo de 21°C o por encima de 26°C), se comprueba que el comportamiento es el mismo que el de la demanda.

### 8.6.2. Orientación Este

Del mismo modo que en el caso anterior, los resultados de las simulaciones realizadas para la orientación Este se muestran en la Tabla 8.69.

	Caso		
	Ventilación mixta. Caudal medio	Ventilación mixta. Caudal alto	Ventilación mixta. Caudal muy alto
<b>Demanda calefacción (kWh)</b>	2074,85	2314,15	2450,32
<b>Demanda refrigeración (kWh)</b>	28180,14	27373,82	26952,92
<b>Demanda total (kWh)</b>	30254,99	29687,97	29403,24
<b>Variación Demanda calefacción (%)</b>	10,17%	11,53%	5,88%
<b>Variación Demanda refrigeración (%)</b>	-2,55%	-2,86%	-1,54%
<b>Variación Demanda TOTAL (%)</b>	-1,78%	-1,87%	-0,96%
<b>Carga pico calefacción Edificio (W/m<sup>2</sup>)</b>	46,68	47,99	48,68
<b>Carga pico refrigeración Edificio (W/m<sup>2</sup>)</b>	62,99	61,85	61,24
<b>Variación Carga pico calefacción (%)</b>	2,36%	2,80%	1,43%
<b>Variación Carga pico refrigeración (%)</b>	-1,44%	-1,81%	-0,99%
<b>Frecuencia temperaturas &lt;21°C (Edificio)</b>	2067	2227	2317
<b>Frecuencia temperaturas &gt;26°C (Edificio)</b>	2509	2350	2255
<b>Variación Frecuencia T&lt;21°C (%)</b>	8,62%	7,74%	4,04%
<b>Variación Frecuencia T&gt;26°C (%)</b>	-5,11%	-6,34%	-4,04%

Tabla 8.69. Demandas de climatización, cargas pico y frecuencias (valores globales y variaciones respecto al caso base). Ventilación mixta: caudal medio, alto y muy alto. Orientación Este

Se comprueba que la evolución de los diferentes parámetros es la misma que para la orientación Sur. La única diferencia –aparte del hecho ya comentado que la demanda de calefacción es mayor para esta orientación (aunque sigue siendo menor que la de refrigeración)–, es que las variaciones porcentuales entre los diferentes casos son menores. Siguiendo con el ejemplo anterior, la mejora que se consigue en la demanda de refrigeración en el caso de ventilar la entrepíel a caudal muy alto es únicamente de un 1,54%.

### 8.6.3. Orientación Oeste

Para la orientación Oeste, los resultados obtenidos son los que aparecen en la Tabla 8.70.

	Caso		
	Ventilación mixta. Caudal medio	Ventilación mixta. Caudal alto	Ventilación mixta. Caudal muy alto
<b>Demanda calefacción (kWh)</b>	1688,02	1895,42	2013,17
<b>Demanda refrigeración (kWh)</b>	34480,89	33223,00	32560,42
<b>Demanda total (kWh)</b>	36168,91	35118,43	34573,59
<b>Variación Demanda calefacción (%)</b>	10,76%	12,29%	6,21%
<b>Variación Demanda refrigeración (%)</b>	-3,12%	-3,65%	-1,99%
<b>Variación Demanda TOTAL (%)</b>	-2,55%	-2,90%	-1,55%
<b>Carga pico calefacción Edificio (W/m<sup>2</sup>)</b>	42,05	43,35	44,06
<b>Carga pico refrigeración Edificio (W/m<sup>2</sup>)</b>	86,50	84,16	82,86
<b>Variación Carga pico calefacción (%)</b>	2,70%	3,11%	1,62%
<b>Variación Carga pico refrigeración (%)</b>	-2,12%	-2,71%	-1,54%
<b>Frecuencia temperaturas &lt;21°C (Edificio)</b>	1550	1710	1817
<b>Frecuencia temperaturas &gt;26°C (Edificio)</b>	3686	3506	3405
<b>Variación Frecuencia T&lt;21°C (%)</b>	10,09%	10,32%	6,26%
<b>Variación Frecuencia T&gt;26°C (%)</b>	-3,99%	-4,88%	-2,88%

Tabla 8.70. Demandas de climatización, cargas pico y frecuencias (valores globales y variaciones respecto al caso base). Ventilación mixta: caudal medio, alto y muy alto. Orientación Oeste

Que, como puede verse, no presentan diferencias notables respecto a los dos casos anteriores. Se comprueba que la orientación Oeste es la crítica a nivel de demanda de refrigeración, y que la estrategia de ventilación de la entrepiel es más efectiva para disminuir las cargas de refrigeración que para la orientación Este, pero menos que para la Sur. La mejora que se consigue en la demanda de refrigeración en el caso de ventilar la entrepiel a caudal muy alto es también muy reducida, de tan sólo un 1,99%.

### 8.6.4. Orientación Norte

Por último, los resultados para la orientación Norte se muestran en la Tabla 8.71.

	Caso		
	Ventilación mixta. Caudal medio	Ventilación mixta. Caudal alto	Ventilación mixta. Caudal muy alto
Demanda calefacción (kWh)	2566,97	2815,99	2955,08
Demanda refrigeración (kWh)	24136,96	23572,30	23278,05
Demanda total (kWh)	26703,93	26388,28	26233,13
Variación Demanda calefacción (%)	8,77%	9,70%	4,94%
Variación Demanda refrigeración (%)	-2,14%	-2,34%	-1,25%
Variación Demanda TOTAL (%)	-1,18%	-1,18%	-0,59%
Carga pico calefacción Edificio (W/m <sup>2</sup> )	48,71	49,94	50,60
Carga pico refrigeración Edificio (W/m <sup>2</sup> )	51,06	50,69	50,48
Variación Carga pico calefacción (%)	2,10%	2,53%	1,32%
Variación Carga pico refrigeración (%)	-0,67%	-0,73%	-0,40%
Frecuencia temperaturas <21°C (Edificio)	2529	2697	2774
Frecuencia temperaturas >26°C (Edificio)	1383	1280	1222
Variación Frecuencia T<21°C (%)	6,04%	6,64%	2,86%
Variación Frecuencia T>26°C (%)	-6,24%	-7,45%	-4,53%

Tabla 8.71. Demandas de climatización, cargas pico y frecuencias (valores globales y variaciones respecto al caso base). Ventilación mixta: caudal medio, alto y muy alto. Orientación Norte

Se comprueba que la orientación Norte es la crítica a nivel de demanda de calefacción pero que, debido a la poca importancia relativa de ésta, esta orientación es la óptima a nivel de demanda de climatización global del edificio. Por otra parte, también puede verse que la estrategia de ventilación de la entrepel para disminuir las cargas de refrigeración es menos efectiva para la orientación Norte que para el resto de orientaciones. La mejora que se consigue en la demanda de refrigeración en el caso de ventilar la entrepel a caudal muy alto es también muy reducida, de tan sólo un 0,59%. También puede verse que esta orientación es la crítica a nivel de número de horas en que los espacios se encuentran por debajo de los 21°C (de hecho, se dan más horas en esta condición que con los espacios por encima de 26°C).

### 8.6.5. Conclusiones

Analizando los resultados obtenidos en las simulaciones para los diferentes caudales de ventilación mixta de la entrepel de la DFAV, puede concluirse que la estrategia de ventilación uniforme durante todas las horas de funcionamiento del edificio no es efectiva. Esto es debido a que, a pesar de la disminución que experimentan la demanda de refrigeración y sus cargas pico asociadas, así como el número de horas en que los espacios ocupados están por encima de la temperatura de confort de 26°C, se produce un aumento significativo de la demanda y de las cargas pico de calefacción asociadas y, sobre todo, un empeoramiento no admisible de las condiciones de confort térmico por debajo de los 21°C.

Por otra parte, también se concluye que, a nivel de reducción de la demanda de refrigeración (la más importante en los edificio de oficinas con tipología de DFAV como el analizado), puede aumentarse el caudal de ventilación de la entrepel únicamente hasta un cierto punto, a partir del cual las mejoras experimentadas son muy reducidas. Se ha visto que este caudal máximo se encuentra, para el caso analizado, en torno a los 12 kg/s (asociado a



una velocidad del aire de ventilación de 4 m/s, como indicaron Guardo et al. (2011) en su trabajo).

Debido a esto, en el siguiente apartado se procederá a utilizar una estrategia de ventilación de la entrepíel de la DFAV que consista en impulsar aire únicamente en el caso que el espacio interior presente demanda de refrigeración. En caso contrario se mantendrá la fachada cerrada, o se ventilará únicamente con el aire de recirculación interior (en caso que dicho aire se encuentre a una temperatura mayor que el aire de la entrepíel de la fachada).

## **8.7. SIMULACIONES CON VENTILACIÓN MIXTA VARIABLE FUNCIÓN DE LAS NECESIDADES DE CLIMATIZACIÓN DEL ESPACIO INTERIOR**

### **8.7.1. Simulaciones con modelo simplificado**

Antes de proceder a simular el modelo completo analizado, se ha procedido a probar toda una serie de estrategias de ventilación mixta de caudal variable en un modelo reducido, consistente en el mismo edificio (y su edificio anexo) que el del modelo completo, pero únicamente con una planta. La orientación que se ha analizado es la Sur.

Este paso previo se ha llevado a cabo para descartar aquellas estrategias poco efectivas para la disminución de la demanda global del edificio. Es posible que al simular el modelo completo los resultados a nivel cuantitativo no sean perfectamente extrapolables, pero se ha considerado que las tendencias que siga el modelo reducido serán reproducibles en el completo.

Así pues, en el modelo reducido se han probado 13 estrategias de ventilación diferentes:

- Una primera serie de simulaciones consistentes en mantener la ventilación por recirculación constante durante todas las horas de funcionamiento del edificio, y variar el caudal de aportación exterior en función de las temperaturas interiores del edificio alcanzadas en el caso base sin ventilación. Dichas temperaturas oscilan entre los 21°C (que se corresponden con los momentos en que el edificio presenta demanda de calefacción) y los 24°C (que se corresponden con los momentos en que el edificio presenta demanda de refrigeración).

Se ha intentado limitar la aportación exterior de aire en aquellos momentos en que el edificio presenta demanda de calefacción, y maximizarla (aportando el caudal máximo indicado en el punto anterior, es decir, 12,074 kg/s) en los momentos en que el edificio presenta demanda de refrigeración. Para ello, se han probado las diferentes estrategias:

- Caudal de recirculación constante y caudal de aportación exterior sólo si la temperatura del aire interior es igual a 24°C.
- Caudal de recirculación constante y caudal de aportación exterior sólo si la temperatura del aire interior es mayor de 23°C.
- Caudal de recirculación constante y caudal de aportación exterior sólo si la temperatura del aire interior es mayor de 22°C.
- Caudal de recirculación constante y caudal de aportación exterior sólo si la temperatura del aire interior es mayor de 21,5°C.

- Caudal de recirculación constante y caudal de aportación exterior sólo si la temperatura del aire interior es mayor de 21°C.
- A continuación se ha realizado una segunda serie de simulaciones en las que también se ha mantenido la recirculación constante, pero el caudal de aportación exterior se ha variado en función de las temperaturas alcanzadas en la entrepíel de la DFAV. Esto se ha hecho en base a la hipótesis que una temperatura de la entrepíel mayor que la temperatura interior del edificio perjudica al sistema al aumentar su demanda de refrigeración. Por lo tanto, esto pasará siempre si la temperatura de la DFAV está por encima de los 24°C (cuando habrá que ventilar siempre) y se producirá en ciertos casos cuando su temperatura sea inferior a ésta. Por ello, se han simulado diversos casos permitiendo la aportación exterior de aire en función de la temperatura de la DFAV. Se han probado las siguientes estrategias:
  - Caudal de recirculación constante y caudal de aportación exterior sólo si la temperatura de la entrepíel es mayor de 24°C.
  - Caudal de recirculación constante y caudal de aportación exterior sólo si la temperatura de la entrepíel es mayor de 22°C.
  - Caudal de recirculación constante y caudal de aportación exterior sólo si la temperatura de la entrepíel es mayor de 20°C.
  - Caudal de recirculación constante y caudal de aportación exterior sólo si la temperatura de la entrepíel es mayor de 18°C.
  - Caudal de recirculación constante y caudal de aportación exterior sólo si la temperatura de la entrepíel es mayor de 17°C.
  - Caudal de recirculación constante y caudal de aportación exterior sólo si la temperatura de la entrepíel es mayor de 16°C.
- Seguidamente se ha hecho una prueba eliminando la ventilación por recirculación, de manera que todo el caudal inyectado en la entrepíel de la DFAV fuera de aportación exterior. Únicamente se ha probado en el caso que había resultado más satisfactorio de los anteriores a nivel de disminución de la demanda del edificio. La estrategia seguida en la simulación ha sido pues la siguiente:
  - Caudal de recirculación nulo y caudal de aportación exterior sólo si la temperatura del aire interior es mayor de 22°C.
- Finalmente se ha procedido a modificar el caudal de recirculación en función de las condiciones de temperatura interior y de la entrepíel de la DFAV. De nuevo, la aportación exterior se ha variado del mismo modo que en el caso que ha aportado resultados más satisfactorios a nivel de reducción de demanda en las simulaciones previas. La estrategia de ventilación planteada en esta simulación ha sido:
  - Caudal de recirculación sólo si la temperatura de la DFAV es mayor de 24°C y la temperatura del aire interior es igual a 24°C, y caudal de aportación exterior sólo si la temperatura del aire interior es mayor de 22°C.

Cabe decir que en las simulaciones se ha introducido el caudal en la entrepíel calculado según las estrategias planteadas para cada hora de cada día del año. Esto es, se han introducido 8760 valores de caudal, que se han calculado en función de las temperaturas interiores y de la DFAV alcanzadas en el caso base sin ventilación.

Para cada una de las simulaciones realizadas se ha analizado la demanda de calefacción, de refrigeración y total del edificio. Los resultados se muestran en la Tabla 8.72. Marcados en rojo oscuro y rojo claro pueden verse el caso óptimo y el segundo y el tercero en cuanto a demanda mínima, respectivamente. En la última columna de la tabla se muestra la variación porcentual de la demanda total de cada caso respecto al caso óptimo.

CASO	Demanda Calefacción (kWh)	Demanda Refrigeración (kWh)	Demanda Total (kWh)	Variación respecto caso óptimo (%)
Recirculación cte. Aire exterior si $T_{\text{interior}} = 24^{\circ}\text{C}$	267,05	7315,73	<b>7582,78</b>	0,49%
Recirculación cte. Aire exterior si $T_{\text{interior}} > 23^{\circ}\text{C}$	281,72	7277,15	<b>7558,87</b>	0,17%
Recirculación cte. Aire exterior si $T_{\text{interior}} > 22^{\circ}\text{C}$	293,98	7257,19	<b>7551,17</b>	0,07%
Recirculación cte. Aire exterior si $T_{\text{interior}} > 21,5^{\circ}\text{C}$	305,50	7250,03	<b>7555,53</b>	0,13%
Recirculación cte. Aire exterior si $T_{\text{interior}} > 21^{\circ}\text{C}$	347,01	7243,93	<b>7590,94</b>	0,60%
Recirculación cte. Aire exterior si $T_{\text{DFAV}} > 24^{\circ}\text{C}$	258,85	7639,25	<b>7898,10</b>	4,67%
Recirculación cte. Aire exterior si $T_{\text{DFAV}} > 22^{\circ}\text{C}$	264,69	7495,50	<b>7760,19</b>	2,84%
Recirculación cte. Aire exterior si $T_{\text{DFAV}} > 20^{\circ}\text{C}$	273,61	7369,87	<b>7643,48</b>	1,30%
Recirculación cte. Aire exterior si $T_{\text{DFAV}} > 18^{\circ}\text{C}$	284,70	7293,87	<b>7578,57</b>	0,44%
Recirculación cte. Aire exterior si $T_{\text{DFAV}} > 17^{\circ}\text{C}$	295,64	7268,27	<b>7563,91</b>	0,24%
Recirculación cte. Aire exterior si $T_{\text{DFAV}} > 16^{\circ}\text{C}$	308,34	7256,34	<b>7564,68</b>	0,25%
Sin recirculación. Aire exterior si $T_{\text{interior}} > 22^{\circ}\text{C}$	320,28	7248,36	<b>7568,64</b>	0,30%
Recirculación si $T_{\text{DFAV}} > 24^{\circ}\text{C}$ . Aire exterior si $T_{\text{interior}} > 22^{\circ}\text{C}$	294,29	7251,38	<b>7545,68</b>	0,00%

Tabla 8.72. Demandas de climatización del modelo reducido en función de la estrategia de ventilación mixta variable empleada

Lo primero que puede observarse es que todas las estrategias planteadas dan como resultado demandas de climatización similares, siendo la variación máxima con el caso óptimo de tan sólo un 4,67%. Por lo tanto, como se comprobará en las simulaciones del modelo completo, la verdadera mejora viene de ventilar la entreepiel y de no introducir aire exterior cuando el edificio presenta demanda de calefacción.

De las estrategias de simulación planteadas, el caso óptimo (marcado en rojo oscuro) es el correspondiente a un caudal de recirculación función de la temperatura de la DFAV y del ambiente interior, y a un caudal de aportación exterior impulsado sólo si la temperatura del aire interior es mayor de  $22^{\circ}\text{C}$ . Sin embargo, las diferencias con el caso de hacer una recirculación constante y variar la aportación exterior del mismo modo son casi inexistentes (sólo un 0,07%). Por ello, esta estrategia teóricamente óptima se descarta, ya que para su implantación se necesitarían dos sistemas de control (uno para la temperatura interior y otro para la temperatura de la entreepiel), y los beneficios obtenidos respecto a controlar únicamente la temperatura interior no compensan el coste extra que supondría este segundo sistema.

Dentro de las series de simulaciones realizadas, puede verse que la estrategia de variar la aportación de aire exterior en función de la temperatura de la DFAV no es la más acertada, al ser la que presenta un mayor aumento de la demanda respecto al caso óptimo. Este aumento se da tanto en la demanda de calefacción como en la de refrigeración.

Respecto a los beneficios de la ventilación por recirculación, se comprueba que el caso simulado sin ella presenta una demanda de calefacción mayor que el caso óptimo. Esto implica que la recirculación es positiva en invierno, ya que aumenta la temperatura del aire de la entropiel de la DFAV, haciendo que las pérdidas a través de ésta sean menores y, en consecuencia, disminuyendo las necesidades de calefacción del edificio. Por lo tanto, y a pesar de que la mejora no es muy importante, en condiciones de invierno será preferible recircular el aire interior a través de la doble fachada que no cerrar ésta impidiendo todo tipo de ventilación. Aún así, la mejora obtenida es tan pequeña que debería hacerse un estudio económico en profundidad, para comprobar si compensa la instalación del sistema de recirculación de aire o si es mejor alternativa instalar únicamente el sistema de aportación exterior para ventilar la entropiel de la DFAV.

### 8.7.2. Simulaciones con modelo completo

Una vez determinada la estrategia de ventilación óptima de la DFAV diseñada, se ha procedido a aplicarla al modelo completo. El caudal variable aplicado es el segundo mejor, como ya se ha comentado (el óptimo teórico pues se descarta).

Las simulaciones se han llevado a cabo, de nuevo, para las cuatro orientaciones. Los resultados obtenidos se comparan porcentualmente con el caso base sin ventilación y con el caso con ventilación mixta a caudal muy alto. Adicionalmente, también se comparan con el caso de ventilar la DFAV únicamente con aportación exterior (sin recirculación), empleando el caudal definido como "muy alto" únicamente cuando la temperatura del aire interior es mayor de 22°C (según la estrategia definida en el apartado anterior).

#### 8.7.2.1. Orientación Sur

Los resultados obtenidos al aplicar la estrategia de ventilación óptima en el modelo completo para la orientación Sur se resumen en la Tabla 8.73. En ella se muestran los valores de demandas globales de climatización, de cargas pico y de número de horas con temperaturas fuera del rango de confort. Los resultados se comparan porcentualmente con los casos arriba indicados.

	Caso	Variación respecto caso sin ventilación	Variación respecto caso ventilación mixta (caudal muy alto)	Variación respecto caso ventilación variable óptima sin recirculación
	Ventilación mixta. Caudal variable óptimo			
Demanda calefacción (kWh)	705,18	61,71%	-39,79%	-10,13%
Demanda refrigeración (kWh)	29376,68	-23,70%	0,20%	0,25%
Demanda total (kWh)	30081,85	-22,74%	-1,33%	-0,02%
Carga pico calefacción Edificio (W/m <sup>2</sup> )	33,72	22,90%	-12,47%	-3,10%
Carga pico refrigeración Edificio (W/m <sup>2</sup> )	58,53	-13,08%	-0,01%	-0,16%
Frecuencia temperaturas <21°C (Edificio) (h)	728	116,67%	-17,55%	-4,71%
Frecuencia temperaturas >26°C (Edificio) (h)	2405	-41,17%	0,17%	0,17%

Tabla 8.73. Demandas de climatización, cargas pico y frecuencias (valores globales y variaciones respecto al caso sin ventilación y al caso con ventilación mixta a caudal muy alto). Ventilación mixta a caudal variable óptimo. Orientación Sur

Como puede verse, con la ventilación variable de la entrepíel de la DFAV se consigue una reducción de la demanda global de climatización del edificio de más del 22,74% respecto al caso sin ventilación. Las disminuciones respecto a los otros dos casos simulados (ventilación mixta uniforme a caudal muy alto y ventilación variable a caudal óptimo sin recirculación) son prácticamente despreciables. Respecto al primero de estos dos casos, sin embargo, la disminución en la carga pico de calefacción (12,47%) y la mejora en las condiciones de temperatura de los espacios es suficientemente importante como para considerar como adecuada la ventilación óptima mixta propuesta.

En cambio, comparando los resultados del caso óptimo con los de la tercera alternativa (sin recirculación), la mejora es tan limitada que no parece justificar la incorporación de un sistema de recirculación del aire interior. Deberá analizarse comparativamente el nivel de confort térmico alcanzado en los espacios interiores, para poder tomar la decisión de si se mantiene el sistema de ventilación mixta o si únicamente se instala un sistema de aportación de aire exterior para ventilar la entrepíel de la DFAV.

#### 8.7.2.2. Orientación Este

Del mismo modo que en el caso anterior, los resultados de las simulaciones realizadas para la orientación Este se muestran en la Tabla 8.74.

	Caso			
	Ventilación mixta. Caudal variable óptimo	Variación respecto caso sin ventilación	Variación respecto caso ventilación mixta (caudal muy alto)	Variación respecto caso ventilación variable óptima sin recirculación
Demanda calefacción (kWh)	1447,39	19,57%	-40,93%	-10,28%
Demanda refrigeración (kWh)	26985,77	-17,46%	0,12%	0,17%
Demanda total (kWh)	<b>28433,16</b>	<b>-16,14%</b>	<b>-3,30%</b>	<b>-0,42%</b>
Carga pico calefacción Edificio (W/m <sup>2</sup> )	41,69	6,04%	-14,36%	-3,59%
Carga pico refrigeración Edificio (W/m <sup>2</sup> )	61,25	-9,74%	0,02%	-0,03%
Frecuencia temperaturas <21°C (Edificio) (h)	1907	62,57%	-17,70%	-6,66%
Frecuencia temperaturas >26°C (Edificio) (h)	2255	-31,08%	0,00%	-0,13%

Tabla 8.74. Demandas de climatización, cargas pico y frecuencias (valores globales y variaciones respecto al caso sin ventilación y al caso con ventilación mixta a caudal muy alto). Ventilación mixta a caudal variable óptimo. Orientación Este

En este caso la estrategia de ventilación variable de la entrepíel de la DFAV no es tan efectiva como para la orientación Sur, consiguiéndose una reducción de la demanda global de climatización del edificio del 16,14% respecto al caso sin ventilación. Tampoco en este caso parece justificable la instalación del sistema de recirculación de aire interior para ventilar la entrepíel de la DFAV.

La demanda de calefacción en este caso es notablemente mayor, pero debido a su poca importancia relativa y a que la demanda de refrigeración es menor, puede decirse que la orientación Este es más favorable para la instalación del sistema constructivo analizado.

#### 8.7.2.3. Orientación Oeste

Para la orientación Oeste, los resultados obtenidos son los que aparecen en la Tabla 8.75.

	Caso			
	Ventilación mixta. Caudal variable óptimo	Variación respecto caso sin ventilación	Variación respecto caso ventilación mixta (caudal muy alto)	Variación respecto caso ventilación variable óptima sin recirculación
Demanda calefacción (kWh)	1259,56	31,60%	-37,43%	-10,37%
Demanda refrigeración (kWh)	32600,14	-21,01%	0,12%	0,18%
Demanda total (kWh)	<b>33859,70</b>	<b>-19,81%</b>	<b>-2,06%</b>	<b>-0,26%</b>
Carga pico calefacción Edificio (W/m <sup>2</sup> )	38,87	14,81%	-11,78%	-2,99%
Carga pico refrigeración Edificio (W/m <sup>2</sup> )	82,86	-17,24%	0,00%	-0,11%
Frecuencia temperaturas <21°C (Edificio) (h)	1512	77,05%	-16,79%	-7,30%
Frecuencia temperaturas >26°C (Edificio) (h)	3405	-25,99%	0,00%	0,06%

Tabla 8.75. Demandas de climatización, cargas pico y frecuencias (valores globales y variaciones respecto al caso sin ventilación y al caso con ventilación mixta a caudal muy alto). Ventilación mixta a caudal variable óptimo. Orientación Oeste

Que, como puede verse, no presentan diferencias notables respecto a los dos casos anteriores. Se comprueba que la orientación Oeste es la crítica a nivel de demanda de refrigeración (y, con ello, de demanda global de climatización), y que la estrategia de ventilación variable de la entrepíel es más efectiva para disminuir las cargas de refrigeración que para la orientación Este, pero menos que para la Sur. La mejora que se consigue en la demanda global es de casi un 19,81% respecto al caso base sin ventilar. Tampoco para esta orientación es muy efectivo, a nivel de reducción de demanda de climatización, el sistema de recirculación de aire interior para ventilar la DFAV.

#### 8.7.2.4. Orientación Norte

Por último, los resultados para la orientación Norte se muestran en la Tabla 8.76.

	Caso			
	Ventilación mixta. Caudal variable óptimo	Variación respecto caso sin ventilación	Variación respecto caso ventilación mixta (caudal muy alto)	Variación respecto caso ventilación variable óptima sin recirculación
Demanda calefacción (kWh)	1838,29	13,55%	-37,79%	-10,83%
Demanda refrigeración (kWh)	23314,81	-14,20%	0,16%	0,17%
Demanda total (kWh)	<b>25153,10</b>	<b>-12,64%</b>	<b>-4,12%</b>	<b>-0,73%</b>
Carga pico calefacción Edificio (W/m <sup>2</sup> )	43,87	4,84%	-13,30%	-3,55%
Carga pico refrigeración Edificio (W/m <sup>2</sup> )	50,48	-4,66%	0,00%	-0,16%
Frecuencia temperaturas <21°C (Edificio) (h)	2382	41,53%	-14,13%	-6,62%
Frecuencia temperaturas >26°C (Edificio) (h)	1222	-38,10%	0,00%	-0,65%

Tabla 8.76. Demandas de climatización, cargas pico y frecuencias (valores globales y variaciones respecto al caso sin ventilación y al caso con ventilación mixta a caudal muy alto). Ventilación mixta a caudal variable óptimo. Orientación Norte

Se vuelve a comprobar que la orientación Norte es la crítica a nivel de demanda de calefacción y la óptima en relación con la demanda global de climatización, al ser su demanda de refrigeración considerablemente menor que en el resto de orientaciones. Debido precisamente a esta menor demanda de refrigeración, la estrategia de ventilación variable de la doble fachada es menos efectiva en este caso que en los tres anteriores. Así, tan sólo se consigue una reducción en la demanda de climatización del edificio de menos de un 12,64%

respecto al caso base sin ventilación. Como en el resto de las orientaciones, tampoco para la Norte se obtienen beneficios significativos de la recirculación de aire interior para ventilar la entrepíel de la DFAV.

### 8.7.3. Comparativa con el muro cortina equivalente

Antes de pasar a las conclusiones del proceso de optimización de la estrategia de ventilación de la entrepíel de la DFAV, se procederá a realizar un análisis comparativo de los resultados obtenidos con el caso del mismo edificio modelizado pero con una fachada de tipo muro cortina en lugar de una doble fachada ventilada. De este modo, se pretende tener una base sobre la que comparar las mejoras obtenidas en el proceso de optimización del edificio de estudio.

Para el modelo con muro cortina, se empleará una fachada que tenga un vidrio que cumpla con los mínimos explicitados en el CTE para la localización del edificio y la orientación crítica (E y O), de manera que se utilizará un vidrio doble con  $U=2,2 \text{ W/m}^2\text{K}$  y  $F=0,33$  (considerando los valores críticos para el caso de un 60% de huecos en fachada, teniendo en cuenta que el caso del 100% de huecos no está tabulado por la norma).

Como en todas las simulaciones anteriores, se procederá a analizar las cuatro orientaciones.

#### 8.7.3.1. Orientación Sur

En la Tabla 8.77 se indican los resultados obtenidos para el modelo con muro cortina. En ella se muestran los valores de demandas globales de climatización, de cargas pico y de número de horas con temperaturas fuera del rango de confort. Los resultados se comparan porcentualmente con el caso de DFAV no ventilada y el caso ventilado con caudal variable óptimo.

	Caso		
	Muro cortina	Variación respecto caso sin ventilación	Variación respecto caso ventilación mixta (caudal variable óptimo)
<b>Demanda calefacción (kWh)</b>	192,31	-55,90%	-72,73%
<b>Demanda refrigeración (kWh)</b>	52336,54	35,94%	78,16%
<b>Demanda total (kWh)</b>	<b>52528,85</b>	<b>34,91%</b>	<b>74,62%</b>
<b>Carga pico calefacción Edificio (<math>\text{W/m}^2</math>)</b>	20,48	-25,36%	-39,27%
<b>Carga pico refrigeración Edificio (<math>\text{W/m}^2</math>)</b>	83,01	23,27%	41,82%
<b>Frecuencia temperaturas <math>&lt;21^\circ\text{C}</math> (Edificio) (h)</b>	111	-66,96%	-84,75%
<b>Frecuencia temperaturas <math>&gt;26^\circ\text{C}</math> (Edificio) (h)</b>	7617	86,33%	216,72%

Tabla 8.77. Demandas de climatización, cargas pico y frecuencias (valores globales y variaciones respecto al caso sin ventilación y al caso con ventilación variable óptima). Modelo con muro cortina. Orientación Sur

Como puede verse, el modelo con muro cortina presenta una demanda de refrigeración mucho más elevada que los modelos con DFAV, lo que hace que la demanda total de climatización también lo sea (un 34,91% más alta que en el caso sin ventilar y un 74,62% más alta que en el caso con ventilación variable óptima). Del mismo modo, las cargas pico de refrigeración también se ven incrementadas.

En contrapartida, el modelo prácticamente no presenta demanda de calefacción, y las cargas pico de la misma son mucho más reducidas (entre un 25% y un 39%) que en los modelos con DFAV. En relación con las temperaturas fuera del rango de confort térmico, se observa que el número de horas en que los espacios ocupados se encuentran por encima de 26°C se dispara, de manera que el confort térmico se ve muy comprometido.

La gran diferencia encontrada respecto al caso de la modelización con DFAV puede encontrarse en las cargas solares, mucho más elevadas en el modelo con muro cortina. Esto es debido a que, a pesar de que el vidrio empleado en esta segunda modelización también es de control solar (con un factor solar de 0,33, menor incluso que el empleado en la piel exterior de la DFAV), no se dispone del efecto de apantallamiento de la radiación solar que ejerce la doble fachada. Así pues, una proporción mucho mayor de la radiación incidente sobre la fachada se introduce en el edificio, incrementando las cargas térmicas de los espacios y aumentando a su vez la demanda de refrigeración del edificio.

En la Figura 8.31 pueden verse las cargas térmicas y las demandas de climatización asociadas al modelo con muro cortina. La carga solar total anual que afecta al modelo con muro cortina es de 62831,08 kWh. Para la modelización equivalente con DFAV, se tenía que esta carga ascendía únicamente a 30967,09 kWh anuales, lo que representa aproximadamente una disminución de un 50%.

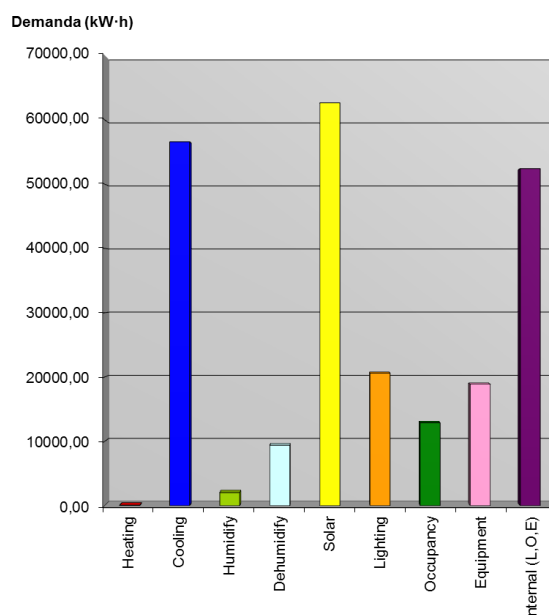


Figura 8.31. Demanda anual total (calefacción, refrigeración, cargas solares y cargas internas) para el modelo con muro cortina. Orientación Sur

### 8.7.3.2. Orientación Este

Del mismo modo que en el caso anterior, los resultados de las simulaciones realizadas para la orientación Este se muestran en la Tabla 8.78.



	Caso		
	Muro cortina	Variación respecto caso sin ventilación	Variación respecto caso ventilación mixta (caudal variable óptimo)
Demanda calefacción (kWh)	765,40	-36,77%	-47,12%
Demanda refrigeración (kWh)	41675,60	27,46%	54,44%
Demanda total (kWh)	<b>42441,00</b>	<b>25,17%</b>	<b>49,27%</b>
Carga pico calefacción Edificio (W/m <sup>2</sup> )	34,16	-13,11%	-18,06%
Carga pico refrigeración Edificio (W/m <sup>2</sup> )	86,21	27,06%	40,76%
Frecuencia temperaturas <21°C (Edificio) (h)	613	-47,74%	-67,86%
Frecuencia temperaturas >26°C (Edificio) (h)	5248	60,39%	132,73%

Tabla 8.78. Demandas de climatización, cargas pico y frecuencias (valores globales y variaciones respecto al caso sin ventilación y al caso con ventilación variable óptima). Modelo con muro cortina. Orientación Este

En este caso la demanda de refrigeración del edificio es bastante menor que en la orientación Sur, con lo que las diferencias entre el modelo con muro cortina y los modelos con DFAV son también menores. Aun así, el modelo con muro cortina presenta una demanda total un 25,17% más alta que en el caso sin ventilar y un 49,27% más alta que en el caso con ventilación variable óptima. Las cargas pico de refrigeración y el número de horas con temperaturas por encima de 26°C también se incrementan notablemente respecto los modelos con DFAV.

### 8.7.3.3. Orientación Oeste

Para la orientación Oeste, los resultados obtenidos se muestran en la Tabla 8.79.

	Caso		
	Muro cortina	Variación respecto caso sin ventilación	Variación respecto caso ventilación mixta (caudal variable óptimo)
Demanda calefacción (kWh)	549,32	-42,61%	-56,39%
Demanda refrigeración (kWh)	53681,58	30,08%	64,67%
Demanda total (kWh)	<b>54230,90</b>	<b>28,43%</b>	<b>60,16%</b>
Carga pico calefacción Edificio (W/m <sup>2</sup> )	28,24	-16,57%	-27,34%
Carga pico refrigeración Edificio (W/m <sup>2</sup> )	120,23	20,08%	45,10%
Frecuencia temperaturas <21°C (Edificio) (h)	464	-45,67%	-69,31%
Frecuencia temperaturas >26°C (Edificio) (h)	6503	41,34%	90,98%

Tabla 8.79. Demandas de climatización, cargas pico y frecuencias (valores globales y variaciones respecto al caso sin ventilación y al caso con ventilación variable óptima). Modelo con muro cortina. Orientación Oeste

Que, como puede verse, no presentan diferencias notables respecto a los dos casos anteriores. Se comprueba que la orientación Oeste es la crítica a nivel de demanda de refrigeración (y, con ello, de demanda global de climatización). En este caso el modelo con muro cortina presenta una demanda total un 28,43% mayor que la DFAV sin ventilar y un 60,16% mayor que la DFAV con ventilación variable óptima.

#### 8.7.3.4. Orientación Norte

Por último, los resultados para la orientación Norte se indican en la Tabla 8.80.

	Caso		
	Muro cortina	Variación respecto caso sin ventilación	Variación respecto caso ventilación mixta (caudal variable óptimo)
Demanda calefacción (kWh)	1117,42	-30,98%	-39,21%
Demanda refrigeración (kWh)	33126,62	21,90%	42,08%
Demanda total (kWh)	34244,04	18,93%	36,14%
Carga pico calefacción Edificio (W/m <sup>2</sup> )	38,00	-9,20%	-13,39%
Carga pico refrigeración Edificio (W/m <sup>2</sup> )	60,69	14,62%	20,22%
Frecuencia temperaturas <21°C (Edificio) (h)	1032	-38,68%	-56,68%
Frecuencia temperaturas >26°C (Edificio) (h)	3920	98,58%	220,79%

Tabla 8.80. Demandas de climatización, cargas pico y frecuencias (valores globales y variaciones respecto al caso sin ventilación y al caso con ventilación variable óptima). Modelo con muro cortina. Orientación Norte

Donde se vuelve a comprobar que la orientación Norte es la óptima a nivel de demanda global de climatización, al ser su demanda de refrigeración considerablemente menor que en el resto de orientaciones. Como en el resto de las orientaciones, la demanda de refrigeración se incrementa notablemente en relación a los modelos con DFAV, concretamente un 18,93% respecto a la DFAV sin ventilar y un 36,14% respecto a la DFAV con ventilación variable óptima.

#### 8.7.4. Conclusiones

Analizando los resultados obtenidos en las simulaciones para la estrategia de ventilación mixta a caudal variable en función de las necesidades de frío o calor de los espacios ocupados, puede decirse que se obtiene una mejora notable a nivel de reducción de la demanda de climatización global del edificio, pero únicamente respecto al caso sin ventilar. Las mejoras respecto a los casos con la DFAV ventilada (con recirculación o no) con un caudal elevado de aire exterior son escasas.

Así, respecto a los casos base sin ventilar, la mejora más importante se da para la orientación Sur –con una disminución de la demanda de climatización del 22,74%–, y la menor es la correspondiente a la orientación Norte, que presenta una disminución del 12,64%.

De las estrategias de simulación planteadas, el caso teóricamente óptimo – correspondiente a un caudal de recirculación función de la temperatura de la DFAV y del ambiente interior, y a un caudal de aportación exterior impulsado sólo si la temperatura del aire interior es mayor de 22°C– presenta unas mejoras despreciables (sólo un 0,07%) respecto al caso de hacer una recirculación constante y variar la aportación exterior del mismo modo. Por ello se ha descartado esta estrategia de ventilación, debido al incremento de costes que supondría su implantación en el edificio.

Los resultados del caso óptimo prácticamente no difieren respecto los de la alternativa de ventilación todo exterior (sin recirculación). Para justificar la incorporación de un sistema de recirculación del aire interior debería analizarse detalladamente el nivel de confort térmico

alcanzado en los espacios interiores, para poder tomar la decisión de si se mantiene el sistema de ventilación mixta o si únicamente se instala un sistema de aportación de aire exterior para ventilar la entrepíel de la DFAV.

Por último, en relación con la comparativa con el modelo con muro cortina equivalente, se demuestra que la demanda de refrigeración del edificio es mucho mayor (entre un 18,93% para la orientación Norte y un 34,91% para la Sur) que en el caso con la DFAV sin ventilar. Esta diferencia aumenta notablemente (entre un 36,14% y un 74,62%, para las mismas orientaciones) en el caso de la doble fachada con ventilación óptima.

Esta diferencia proviene fundamentalmente del hecho que las cargas solares asociadas al modelo con muro cortina son mucho más elevadas (un 50% mayores para la orientación Sur) que las del modelo con DFAV, ya que ésta sirve de pantalla para la radiación solar incidente. Este efecto resulta más influyente en la demanda global que el posible efecto invernadero que sufre el edificio con DFAV debido al recalentamiento del aire de la entrepíel en el caso no ventilado. Por ello, debería recomendarse, a nivel de reducción de la demanda de climatización, la instalación del sistema de doble fachada frente a un muro cortina tradicional en un edificio como el analizado.

## 8.8. VARIACIÓN DE LOS VIDRIOS DE LA DFAV PARA EL CASO ÓPTIMO

Para finalizar el proceso de optimización de la DFAV analizada, se han realizado una serie de pruebas modificando los vidrios de las dos pieles de la fachada doble, con el objetivo de verificar la información existente en la literatura que indica que las propiedades ópticas de los vidrios son uno de los parámetros más influyentes en el comportamiento termoenergético de la DFAV.

Así pues, partiendo del modelo de DFAV con ventilación mixta variable a caudal óptimo, se han llevado a cabo dos series de simulaciones: en la primera de ellas se ha mantenido el vidrio exterior, sustituyendo el interior por un vidrio doble (6-12-6) bajo emisivo. En la segunda serie de simulaciones, se ha mantenido el vidrio doble transparente interior, sustituyendo en este caso el exterior y pasando de un vidrio de control a uno transparente (con  $F=0,75$ ). Las pruebas se han realizado para las cuatro orientaciones, comparando los resultados obtenidos – en relación con las demandas de climatización del edificio– con los del caso base optimizado (vidrio exterior simple de control solar y vidrio interior doble transparente).

### 8.8.1. Utilización de vidrio bajo emisivo en la piel interior de la DFAV

Los resultados obtenidos al cambiar el vidrio interior por un vidrio doble bajo emisivo se muestran en la Tabla 8.81. En ella se muestran los valores de demandas de calefacción, de refrigeración y globales de climatización para cada orientación. Los resultados se comparan porcentualmente con el caso base optimizado.

ORIENTACIÓN	Demanda Calefacción (kWh)	Variación respecto caso base óptimo (%)	Demanda Refrigeración (kWh)	Variación respecto caso base óptimo (%)	Demanda Total (kWh)	Variación respecto caso base óptimo (%)
SUR	499,19	-29,21%	31074,63	5,78%	31573,82	4,96%
ESTE	992,70	-31,41%	28256,84	4,71%	29249,54	2,87%
OESTE	905,87	-28,08%	34201,33	4,91%	35107,20	3,68%
NORTE	1287,13	-29,98%	24736,16	6,10%	26023,30	3,46%

Tabla 8.81. Demandas de climatización para cada orientación al sustituir el vidrio interior de la DFAV por un vidrio bajo emisivo

Como puede verse, el comportamiento del edificio empeora al sustituir el vidrio interior por uno bajo emisivo ya que, a pesar de que ocasiona una disminución de la demanda de calefacción de los espacios, ésta es proporcionalmente tan poco importante que no puede compensar el incremento de la demanda de refrigeración asociado. Este incremento se produce porque la utilización de un vidrio más aislante en la piel interior del edificio limita las pérdidas de calor a través de la fachada, lo que es perjudicial en un caso como el analizado, donde interesa favorecer la evacuación del calor acumulado en el interior del edificio a través de los cerramientos.

Así pues, los incrementos de demanda respecto al caso base analizado se mueven entre un mínimo del 2,87% para la orientación Este y un máximo del 4,96% para la Sur. Esto prueba que, en ocasiones, la utilización de un vidrio de mayor calidad y mejores características ópticas no supone un beneficio claro en cuanto a la disminución de la demanda del edificio en el cuál se instala. Ello nos lleva a concluir que la alternativa de vidrio interior que se había escogido en el modelo base analizado (vidrio doble transparente) es adecuada, y no es necesario mejorar la calidad de este vidrio para conseguir una menor demanda de climatización en el edificio. Aun así, debería realizarse de manera adicional un análisis de las condiciones de confort térmico interior en los dos casos (con vidrio interior bajo emisivo y sin él), ya que es posible que la mejora en dichas condiciones pudiera compensar el incremento de demanda de climatización experimentado.

### 8.8.2. Utilización de vidrio transparente en las dos pieles de la DFAV

Del mismo modo, los resultados obtenidos al cambiar el vidrio exterior por un vidrio simple transparente se muestran en la Tabla 8.82. Los resultados se comparan también con el caso base optimizado.

ORIENTACIÓN	Demanda Calefacción (kWh)	Variación respecto caso base óptimo (%)	Demanda Refrigeración (kWh)	Variación respecto caso base óptimo (%)	Demanda Total (kWh)	Variación respecto caso base óptimo (%)
SUR	141,15	-79,98%	56366,51	91,88%	56507,66	87,85%
ESTE	683,39	-52,78%	44229,10	63,90%	44912,49	57,96%
OESTE	469,62	-62,72%	60474,87	85,50%	60944,49	79,99%
NORTE	1116,96	-39,24%	33857,59	45,22%	34974,55	39,05%

Tabla 8.82. Demandas de climatización para cada orientación al sustituir el vidrio exterior de la DFAV por un vidrio transparente

A diferencia del anterior, en este caso las diferencias en las demandas de climatización del edificio respecto al caso base son muy importantes, lo que indica que el factor solar del vidrio exterior es un parámetro fundamental en el comportamiento termoenergético del edificio. Esta conclusión coincide con los casos de DFAV en clima mediterráneo existentes en la literatura (Gratia y de Herde 2004, 2007; Torres 2012).

También en este caso el comportamiento difiere con la orientación, y de nuevo se comprueba que las orientaciones más afectadas al variar las propiedades ópticas de los vidrios de la DFAV son aquéllas que presentan una mayor demanda de refrigeración (Sur y Oeste, que recordemos son las más afectadas por la radiación solar incidente).

La utilización de un vidrio transparente en la piel exterior disminuye de una manera muy importante (entre un 39% y un 80% aproximadamente) las demandas de calefacción, al permitir el acceso al interior del edificio de una mayor fracción de la radiación solar incidente sobre la fachada. Sin embargo, el aumento en la demanda de refrigeración –por este mismo motivo– es

dramático, de manera que no se compensa por la mejora experimentada en la calefacción. Esto conduce a aumentos en la demanda global del edificio de entre un 39,05% para la orientación Norte (la menos expuesta a la radiación solar y, por lo tanto, la más independiente al as características ópticas de los vidrios) y un 87,85% para la orientación Sur.

Esta prueba nos lleva a concluir que, en edificios con fachadas altamente vidriadas situados en entornos de elevada radiación solar como el mediterráneo, la utilización de vidrios que controlen la introducción de radiación solar en el interior del edificio es básica para el control de la demanda de climatización del mismo (y, de manera directa, para el control de las temperaturas alcanzadas en los espacios interiores ocupados). Así, pues, la alternativa de vidrio exterior que se había escogido en el modelo base analizado (vidrio simple de control solar) no es sólo adecuada, sino necesaria en las condiciones del modelo de estudio.

## 8.9. OTRAS SIMULACIONES REALIZADAS

Para finalizar el capítulo, y una vez optimizada la DFAV del modelo de estudio, se ha procedido a realizar dos series de simulaciones adicionales, para verificar algunos parámetros de interés en el comportamiento termoenergético del edificio.

La primera serie de simulaciones se ha llevado a cabo con el objetivo de comprobar la idoneidad física de las dos zonificaciones propuestas por el estándar ASHRAE y por el RITE, cuyas características se han expuesto en el capítulo 6.

La segunda prueba ha consistido en la comprobación de la estratificación de temperaturas con la altura de los espacios ocupados, para verificar si el programa TAS es capaz de modelizar dicho comportamiento, para finalmente relacionar esta estratificación con el nivel de confort térmico alcanzado.

### 8.9.1. Comprobación de la idoneidad física de las zonificaciones propuestas

Se han aplicado las dos zonificaciones propuestas en el modelo simplificado consistente en una sola planta del edificio analizado (el mismo empleado en el punto 8.7.1), únicamente para la orientación Sur.

Para los resultados globales simulados, se ha comprobado la relación entre la carga solar y las cargas internas de cada una de las zonas definidas en las dos zonificaciones. El objetivo buscado es el de establecer la proporción de carga solar (variable) respecto a las cargas internas (fijas), para verificar la importancia relativa de la primera en cada una de las dos zonas definidas y ver si el comportamiento real del edificio se ajusta a la hipótesis planteada en la normativa.

#### 8.9.1.1. Zonificación ASHRAE

Recordemos que ASHRAE clasifica los espacios de trabajo de los edificios de oficinas según su pertenencia a dos zonas con comportamientos térmicos diferenciados: las zonas perimetrales y las zonas interiores. Las zonas perimetrales se extienden desde el perímetro de la fachada hacia el interior del edificio y se caracterizan porque están dominadas por la carga solar incidente sobre la fachada; por lo tanto son zonas que suelen necesitar calefacción en condiciones de invierno. En cambio, las zonas interiores del edificio son las que no están en contacto con la fachada, y se caracterizan por estar dominadas por las cargas térmicas

procedentes de los equipos, iluminación y ocupación, con lo cual suelen presentar necesidades de refrigeración durante todo el año.

Para reproducir esta zonificación en el modelo definido en TAS, se ha dividido el espacio ocupado en dos zonas: la zona perimetral, que se extiende desde la fachada hasta los tres metros hacia el interior del edificio, y la zona interior, que va desde los 3 hasta los 6 metros (Figura 8.32 y Figura 8.33).

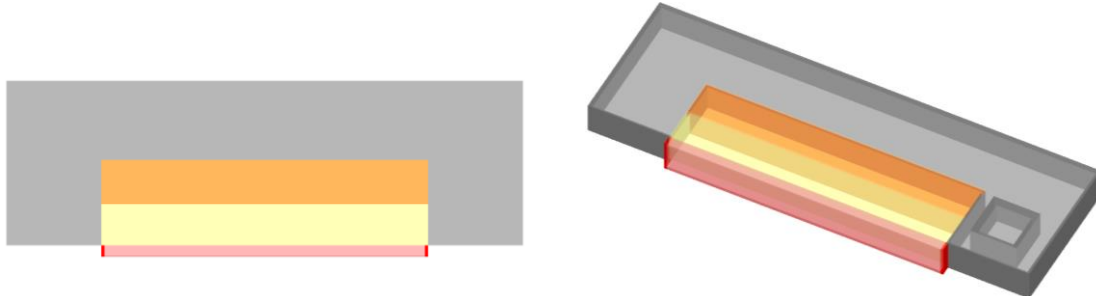


Figura 8.32 y Figura 8.33. Zonificación del modelo simplificado según ASHRAE. En amarillo, la zona perimetral. En naranja, la zona interior.

Los días críticos para el modelo simplificado son los mismos que para el completo: el día 4 de septiembre para las condiciones de verano y el 27 de diciembre para las condiciones de invierno. A continuación se muestra la evolución de las temperaturas (del aire, radiante y resultante) para los dos espacios ocupados, tanto en el día crítico de verano (Figura 8.34) como de invierno (Figura 8.35).

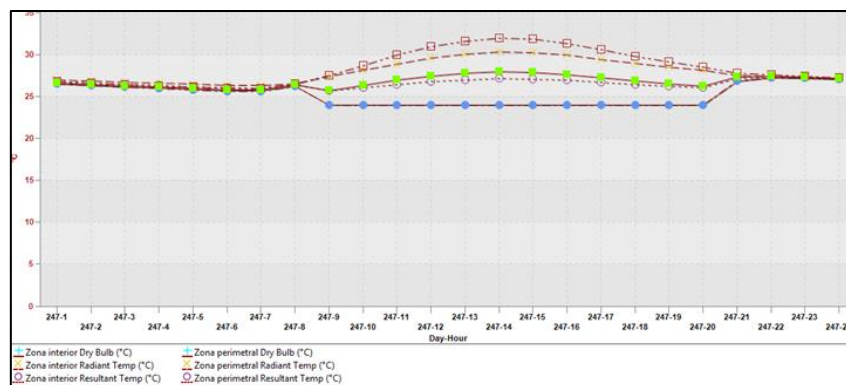


Figura 8.34. Temperaturas (aire, radiante y resultante) para la Zona interior y la Zona perimetral. Día crítico verano.

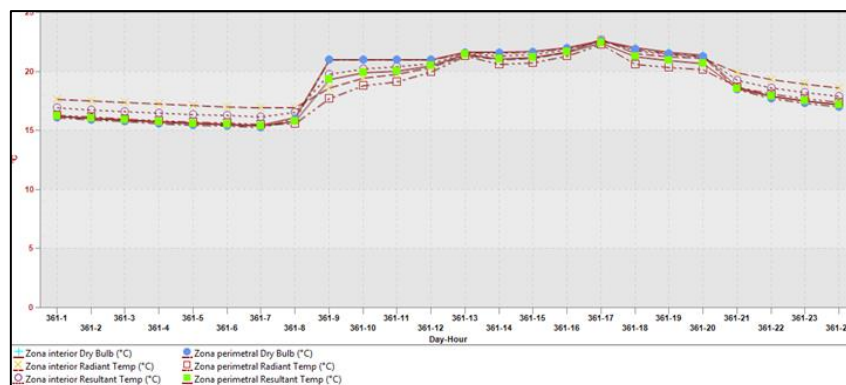


Figura 8.35. Temperaturas (aire, radiante y resultante) para la Zona interior y la Zona perimetral. Día crítico invierno.

Para las condiciones de verano, puede verse claramente la diferencia existente entre la zona afectada por la fachada, que presenta unos valores de temperatura radiante (y, por lo tanto, resultante) más elevados que la zona interior. A la hora en la que las temperaturas son más elevadas (14h), la temperatura radiante máxima de la zona perimetral (32,06°C) es un 5,4% más elevada que la de la zona interior (30,41°C). Esto es consecuente con el hecho de que la zona perimetral está más expuesta a la radiación solar incidente sobre la fachada, de manera que es la zona crítica en situación de verano.

Para las condiciones de invierno, estas diferencias en las temperaturas son casi inapreciables, debido a la poca influencia de la radiación solar sobre la fachada. A pesar de ello, el comportamiento se invierte, y las temperaturas menores se dan en la zona afectada por la fachada, demostrando así su condición de zona crítica también en situación de invierno.

En relación con las cargas térmicas que afectan a las dos zonas definidas en el espacio ocupado del modelo, en la Figura 8.36 pueden verse la evolución de la carga solar y de la demanda de refrigeración para el día crítico de verano en las dos zonas consideradas. Se aprecia claramente como la zona perimetral, afectada directamente por la fachada, presenta una carga solar muy superior y un valor de demanda también mayor que la zona interior.

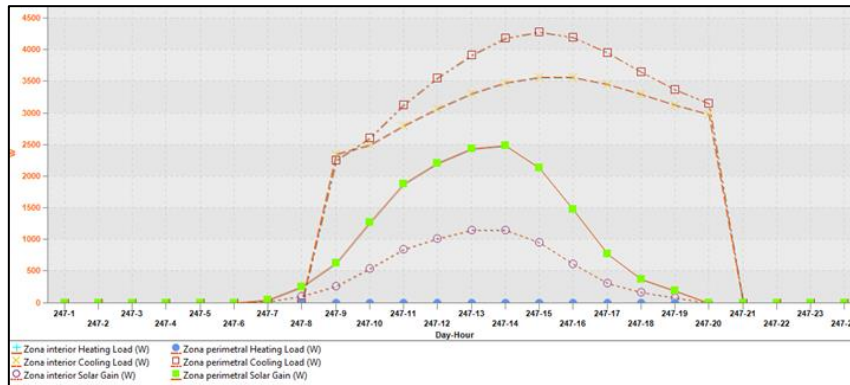


Figura 8.36. Cargas solares y Demandas de refrigeración para la Zona interior y la Zona perimetral. Día crítico verano.

En las condiciones críticas de invierno (Figura 8.37) esta diferencia entre las dos zonas no es tan acusada, al tener mucha menos importancia el efecto de la radiación solar sobre la fachada. Aun así, la zona perimetral presenta una mayor demanda de calefacción, al ser la zona más expuesta. El comportamiento es análogo al señalado arriba para las temperaturas de los espacios.

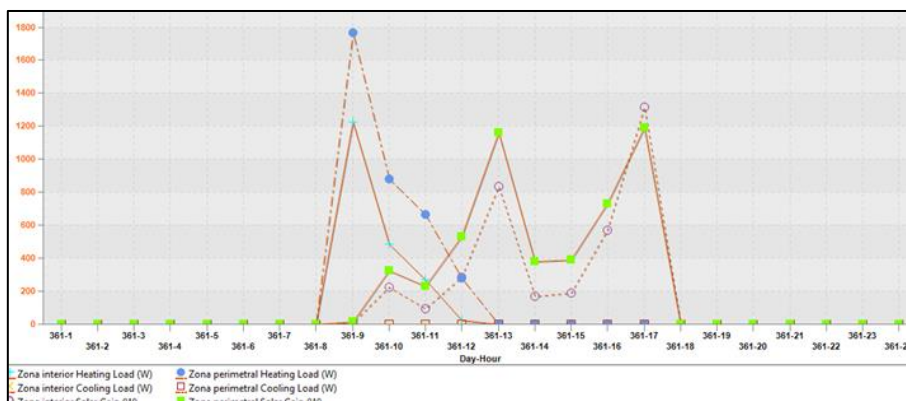


Figura 8.37. Cargas solares y Demandas de calefacción para la Zona interior y la Zona perimetral. Día crítico invierno.



En la Tabla 8.83 se muestran los valores de demanda anual de calefacción y de refrigeración, así como la carga solar y las cargas internas para la zona perimetral y la interna. También se indica la proporción que representa la carga solar sobre las cargas internas para cada una de las zonas.

Zona	Demanda Calefacción (kWh/m <sup>2</sup> )	Demanda Refrigeración (kWh/m <sup>2</sup> )	Demanda Total (kWh/m <sup>2</sup> )	Carga Solar (kWh/m <sup>2</sup> )	Cargas Internas (kWh/m <sup>2</sup> )	Carga Solar/Cargas Internas
Perimetral	0,96	50,14	51,10	63,39	92,60	0,68
Interior	0,39	54,34	54,73	36,32	92,60	0,39

Tabla 8.83. Demandas globales de climatización, Carga solar y Cargas internas para la zonificación propuesta por ASHRAE

Puede comprobarse, efectivamente, la diferenciación de comportamiento que indica el estándar ASHRAE en su definición de zonas perimetrales e interiores. Así, la zona perimetral presenta una mayor demanda de calefacción (a pesar de la poca importancia que ésta tiene en el conjunto de demanda del edificio) y una menor demanda de refrigeración, al ser mayores las transmisiones de calor (en ambos sentidos) que se producen a través de la fachada.

Si se observan las proporciones entre la carga solar y las cargas internas en las dos zonas definidas se comprueba que, a pesar de que la carga térmica dominante en ambos casos es la carga interna, la importancia relativa de la carga solar es mucho mayor en la zona perimetral (siendo un 68% de la carga interna). En cambio, en la zona interior la carga solar es de un 39% de la carga interna. A pesar de lo reducido de este porcentaje, no puede considerarse como una contribución despreciable, de manera que no puede decirse que la zona interior sea independiente del comportamiento de la fachada.

#### 8.9.1.2. Zonificación RITE

La segunda zonificación probada es la propuesta por el RITE, que divide los espacios interiores de trabajo en una “Zona ocupada” –donde en teoría se desarrollan las actividades– y unas zonas perimetrales, consistentes en una franja de 1 metro desde la fachada hacia el interior del edificio (Zona fachada) y una franja de 0,5 metros desde las paredes interiores hacia el interior del espacio de trabajo (Zona perímetro paredes internas) –que en teoría no son las más adecuadas para alojar puestos de trabajo–.

El modelo realizado en TAS siguiendo esta zonificación se muestra en la Figura 8.38 y la Figura 8.39.

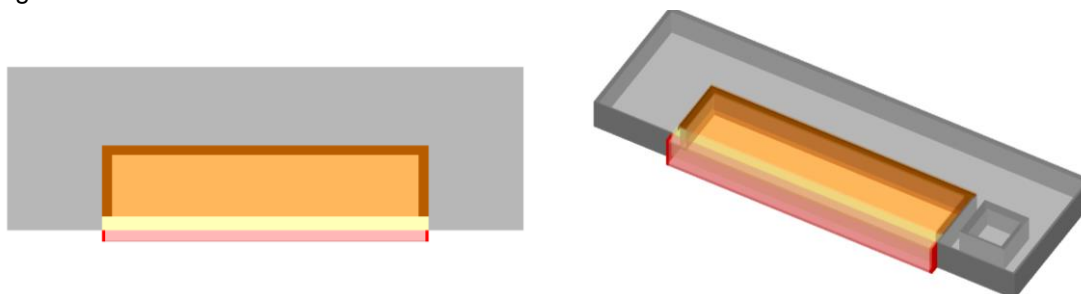


Figura 8.38 y Figura 8.39. Zonificación del modelo simplificado según RITE. En marrón, la zona perimetral. En amarillo, la zona de fachada. En naranja, la zona ocupada.

Se ha procedido del mismo modo que con la zonificación de ASHRAE, encontrándose que los patrones de comportamiento de las temperaturas no difieren de los ya mostrados.



Respecto a las demandas de climatización y la relación de la carga solar respecto a la carga interna de cada zona, los resultados obtenidos se muestran en la Tabla 8.84.

Zona	Demanda Calefacción (kWh/m <sup>2</sup> )	Demanda Refrigeración (kWh/m <sup>2</sup> )	Demanda Total (kWh/m <sup>2</sup> )	Carga Solar (kWh/m <sup>2</sup> )	Cargas Internas (kWh/m <sup>2</sup> )	Carga Solar/Cargas Internas
Fachada	1,92	60,93	62,85	122,10	92,60	1,32
Perimetral	0,71	86,87	87,58	86,43	92,60	0,93
Ocupada	0,25	47,85	48,10	25,98	92,60	0,28

Tabla 8.84. Demandas globales de climatización, Carga solar y Cargas internas para la zonificación indicada en el RITE

Pueden observarse diferencias significativas respecto al caso anterior. Una de ellas es que, en la zonificación indicada en RITE, la zona ocupada presenta un ratio de carga solar respecto a cargas internas menor (0,28) que la zona interior definida en ASHRAE. Esto puede ser debido a que en la propuesta de RITE se definen unas zonas “perimetrales” en contacto con los cerramientos interiores del espacio que se ven muy afectadas por la carga solar que absorben las superficies interiores. Es por esto también que la demanda de refrigeración por superficie de estas zonas perimetrales es muy elevada, ya que son las que se ven más afectadas por la radiación de onda larga que ceden de manera diferida las superficies opacas calentadas por la radiación solar.

Puede verse también que la zona con mayor demanda de calefacción por m<sup>2</sup> es, con mucha diferencia, la afectada por la fachada, al ser a través de ésta por donde se producen las mayores pérdidas de calor en condiciones de invierno. Del mismo modo, la zona con menor demanda de calefacción es la ocupada, cuyo comportamiento energético se muestra menos dependiente de la fachada. En este aspecto, se concluye que la zonificación definida en RITE es más adecuada que la definida por ASHRAE a la hora de proponer la zona idónea –a nivel de comportamiento térmico– en la que sería preferible que se desarrollase la actividad del edificio.

Sin embargo, tampoco en este caso se cumple el hecho que la zona interior (ocupada) sea completamente independiente de la fachada, ya que la carga solar sigue siendo importante también en esta zona, a pesar de que su peso relativo es menor que en la zonificación análoga propuesta por el estándar ASHRAE.

### 8.9.1.3. Determinación de la profundidad del espacio ocupado con afectación de la fachada

Para finalizar con el análisis de las zonificaciones propuestas para el modelo estudiado, se han realizado unas simulaciones adicionales en las que se ha incrementado de manera gradual la profundidad de la oficina modelizada, pasando de los 6 metros iniciales hasta los 15 metros. Se han definido zonas de 3 metros de profundidad, desde la fachada (Zona perimetral) hacia el interior del espacio (Zona intermedia\_1, \_2 y \_3), finalizando en el fondo de la oficina (Zona interior), y se ha calculado el porcentaje que representa la carga solar respecto las cargas internas fijas en cada una de ellas.

El objetivo perseguido es estimar la profundidad teórica que debería tener la oficina para que, con la tipología de fachada empleada, la influencia de la misma fuera despreciable frente a las cargas internas, de manera que el espacio realmente se comportara como las zonas “interiores” definidas en ASHRAE. El modelo final simulado se muestra en las Figuras 8.40 y 8.41.

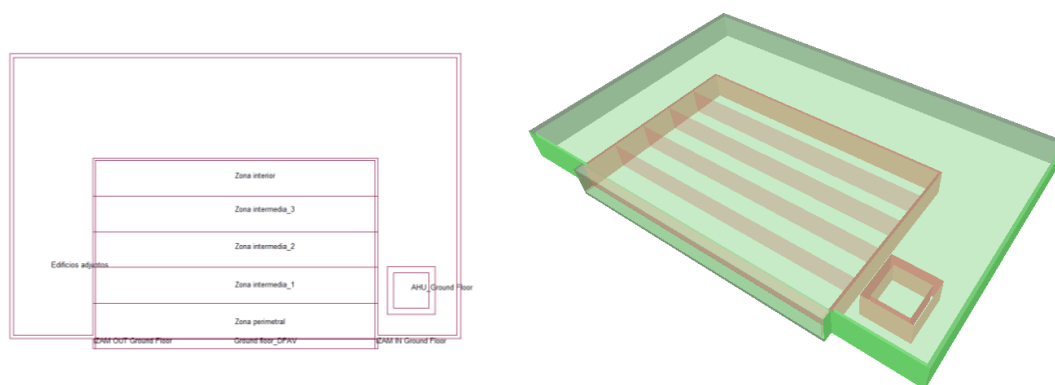


Figura 8.40 y 8.41. Modelo simplificado con profundidad de 15 metros

En la Tabla 8.85 se resumen los resultados obtenidos para cada una de las seis zonas que forman el modelo.

Zona		Demanda Calefacción (kWh)	Demanda Refrigeración (kWh)	Carga Solar (kWh)	Cargas Internas (kWh)	Carga Solar / Demanda Total
Perimetral	(0-3m)	55,01	3531,09	4312,34	6547,77	0,66
Intermedia 1	(3-6m)	15,64	3383,42	1333,51	6547,75	0,20
Intermedia 2	(6-9m)	11,74	3351,42	677,24	6547,76	0,10
Intermedia 3	(9-12m)	10,59	3282,00	360,94	6547,75	0,06
Interior	(12-15m)	12,80	3457,37	371,87	6547,83	0,06

Tabla 8.85. Relación entre carga solar y cargas interiores de las zonas en función de la profundidad de los espacios. Modelo simplificado con profundidad de 15 metros

Como puede verse, la importancia relativa de la carga solar es más importante en la zona perimetral (en contacto con la fachada), y va disminuyendo a medida que nos adentramos en el interior del espacio ocupado a favor de las cargas internas, que son uniformes en todas las zonas. Así, al llegar a una profundidad de 6 metros (donde comienza la Zona Intermedia 2), la carga solar representa un 10% de las cargas internas, y al llegar a los 9 metros (donde comienza la Zona Intermedia 3), representa un 6% de las cargas internas, de manera que sí podría considerarse que la demanda de climatización de la zona será independiente de la fachada. Estas dimensiones, sin embargo, son un poco superiores a los 3 metros que indica el estándar ASHRAE como zona de influencia de la fachada.

Se concluye pues que, para una fachada totalmente acristalada como la tipología analizada, localizada en un clima de alta radiación solar como el mediterráneo, la influencia que ejerce dicha fachada sobre las cargas térmicas del edificio se extiende más allá de los primeros 3 metros que indica el estándar ASHRAE. Además, teniendo en cuenta que la carga solar depende directamente y en gran medida del factor solar de la fachada, puede decirse que contra mayor sea dicho factor solar la influencia de la fachada será importante hasta una profundidad mayor. Podríamos encontrarnos casos en los que no se diera la existencia de esta “zona interior” cuyo comportamiento energético fuera independiente de la fachada. Así pues, para una oficina de dimensiones normales, puede decirse que la fachada es el elemento clave que define el comportamiento termoenergético del edificio, de manera que su correcto diseño es clave para conseguir minimizar el consumo energético del edificio y conseguir las mejores condiciones de confort térmico interior posibles.

### 8.9.2. Comprobación de la estratificación de temperaturas de los espacios interiores

Para comprobar si existe una estratificación de temperaturas importante en el espacio ocupado del edificio estudiado, que pueda afectar negativamente al confort térmico interior, se ha subdividido verticalmente el espacio habitable del modelo simplificado (una sola planta con orientación sur) en cinco niveles, y se ha procedido a su simulación.

Con esta prueba se pretende verificar si el programa TAS es capaz de modelizar correctamente este comportamiento, lo que nos daría una idea del nivel de confort térmico alcanzado en los espacios interiores (a mayor estratificación vertical, menor confort).

Cabe recordar que TAS asume unas condiciones de mezcla perfecta en el aire contenido en las diferentes zonas, de manera que sólo ofrece resultados de temperaturas medias de cada una de ellas. Para conseguir la distribución de temperaturas del espacio mediante el programa TAS deberían definirse zonas cada vez más pequeñas, principalmente en aquellos puntos en los que se observarían diferencias de temperaturas medias importantes entre zonas adyacentes. Este procedimiento se ha llevado a cabo en algunos trabajos presentes en la literatura consultada, como por ejemplo el realizado por Abdullah y Wang (2009). Sin embargo, existe una clara limitación que viene por el máximo número de zonas que el programa permite simular de manera aceptable (60 zonas por modelo); a partir de este número, es necesario trabajar con varios archivos en paralelo, y la simulación presenta dificultades añadidas.

En la Figura 8.42 se muestran los resultados de temperatura resultante obtenidos para el día crítico de verano (4 de septiembre) para el modelo simplificado simulado.

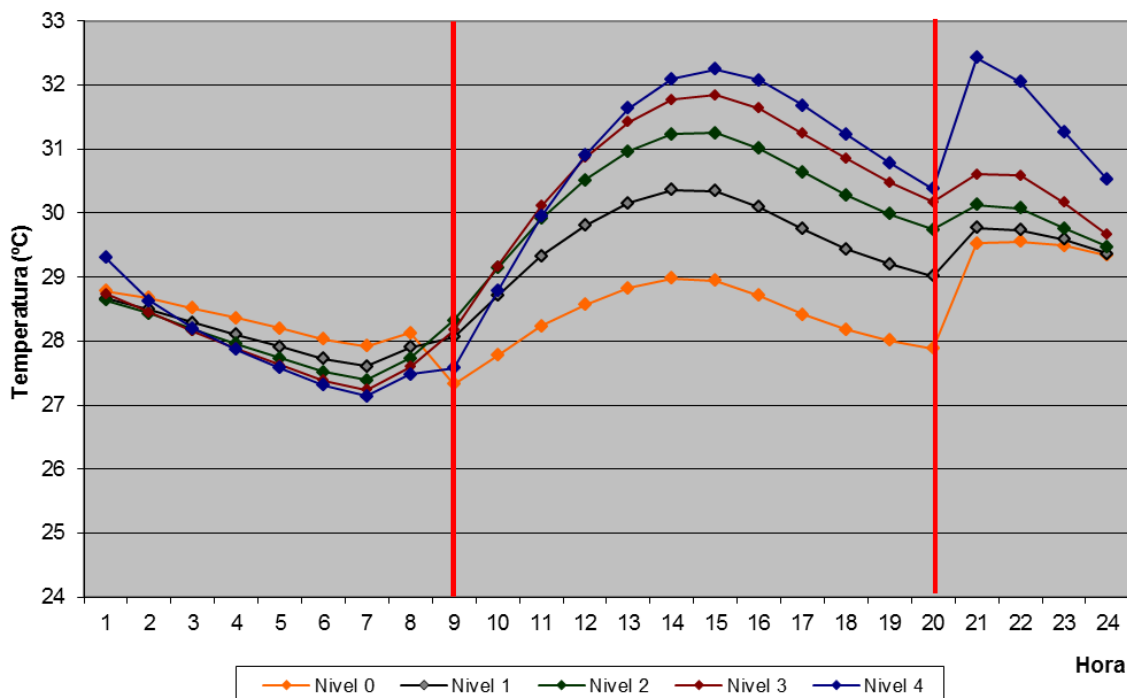


Figura 8.42. Estratificación de la temperatura resultante en el modelo simplificado

Las horas en las que el edificio está ocupado (y, por lo tanto, la temperatura del aire está fijada por el sistema de climatización) quedan comprendidas entre las dos franjas verticales rojas marcadas en la figura.

Se comprueba que, efectivamente, existe una clara estratificación de temperaturas con la altura, de manera que la diferencia entre el nivel inferior (franja de 0 a 0,56 metros) y el superior (de 2,24 a 2,8 metros) a la hora de temperatura máxima (15 h) es de 3,3°C. Esta estratificación se vería acentuada si se aumentase la altura del espacio. Cabe indicar que el gradiente vertical térmico en el caso crítico presentado es superior a los 3°C, valor indicado por la norma ISO 7730 "Ergonomía del ambiente térmico" como el límite aceptable para una persona sentada y actividad sedentaria (asimilable a actividad de oficina). Este dato es una indicación de que el confort térmico de los espacios ocupados puede no ser el adecuado para alcanzar la satisfacción de los usuarios del edificio, con lo que sería necesario realizar un análisis en profundidad al respecto.

Como conclusión, puede decirse que, a pesar de comprobarse que el programa TAS permite determinar de manera genérica el patrón de distribución de temperaturas en los espacios, es evidente que no es un programa pensado para realizar un análisis exhaustivo en este ámbito. Por ello, para estimar y cuantificar de algún modo el nivel de confort de los espacios ocupados, es necesario buscar un método alternativo al análisis de temperaturas. Este proceso se ha llevado a cabo a través del cálculo del índice PMV del modelo simulado (completo) en los diferentes casos simulados.

### 8.9.3. Análisis del grado de confort térmico interior

La metodología de valoración del ambiente térmico de un local se basa en la respuesta humana a las diferentes situaciones provocadas por la combinación de seis variables que definen dicho ambiente: cuatro ambientales (temperatura del aire, temperatura radiante media, humedad relativa y velocidad del aire) y dos ligadas al individuo (actividad metabólica y aislamiento proporcionado por la vestimenta).

Uno de los métodos más extendidos para la estimación del confort térmico es el Método Fanger (Fanger 1973). La importancia y aplicación generalizada de este método queda patente en su inclusión como parte de la norma ISO 7730.

En el Método Fanger se calculan –a partir de las variables indicadas arriba– dos índices denominados PMV (*Predicted Mean Vote*) y PPD (*Predicted Percentage Dissatisfied*), valores que aportan información concisa sobre el ambiente térmico y que pueden ser utilizados tanto para el diseño de ambientes térmicos confortables como para la evaluación de ambientes térmicos existentes.

El **índice PMV** permite identificar la sensación térmica global correspondiente a determinado ambiente térmico. El valor obtenido para el PMV se compara con una escala de sensación térmica organizada en siete niveles, con el fin de determinar la sensación térmica global percibida por la mayoría de los ocupantes del espacio correspondiente a las condiciones evaluadas. El rango de valores del PMV va desde -3 (frío) a +3 (caliente). Un valor de PMV igual a cero indica una sensación térmica neutra, es decir, una situación de confort.

Rango de valores	Sensación térmica
+3	Muy caluroso
+2	Caluroso
+1	Ligeramente caluroso
0	Neutro
-1	Ligeramente fresco
-2	Fresco
-3	Frío

Tabla 8.86. Escala de sensación térmica en función del valor del índice PMV

En general, si el valor del PMV pertenece al rango de valores comprendidos entre -0,5 y 0,5, se considera que la situación térmica es satisfactoria, confortable para la mayoría de los usuarios. En otro caso la situación se considera inadecuada y por tanto deberían llevarse a cabo medidas correctoras de mejora de la sensación térmica.

Según las recomendaciones de la norma ISO 7730, el índice PMV sólo debería utilizarse para el estudio de condiciones térmicas cuyo resultado esté comprendido entre -2 (ambiente fresco) y +2 (ambiente caluroso). Por lo tanto, si el resultado obtenido excede dichos límites, se deberían utilizar otros métodos de evaluación del ambiente térmico.

Una vez identificada la sensación térmica a través del PMV, el cálculo del **índice PPD** permitirá predecir el porcentaje de personas que consideran dicha situación como no confortable. El PPD se calcula a partir del PMV mediante la siguiente expresión:

$$PPD = 100 - 95 \cdot e^{(-0,03353 \cdot PMV^4 - 0,2179 \cdot PMV^2)} \quad (\text{Ecuación 8.1})$$

Se considera que valores del PPD de hasta un 10% reflejan una situación satisfactoria para la mayoría de las personas (90% satisfechos), mientras que valores superiores indican una situación de discomfort térmico. Dicho valor se corresponde con los límites -0,5 y 0,5 indicados para el PMV.

El mejor valor del PPD que se puede obtener es de un 5%, correspondiente a una situación de neutralidad térmica, o lo que es lo mismo, con un valor cero del PMV. La ecuación no contempla por tanto la situación ideal de que no exista ningún usuario insatisfecho con las condiciones térmicas.

Cabe señalar que el cálculo del PMV y del PPD permite identificar situaciones de incomodidad térmica percibidas por el cuerpo en su conjunto. Sin embargo existen una serie de factores tales como las corrientes de aire, la diferencia de temperatura vertical, la existencia de techos, paredes o suelos fríos o calientes (asimetría de la temperatura radiante), que pueden provocar incomodidad al usuario del edificio aun cuando la situación global haya sido valorada como satisfactoria por el método Fanger. Así pues, en tales casos debería completarse la evaluación con un estudio de la incomodidad térmica local.

En relación con los gradientes verticales de temperatura del aire, la norma ISO 7730 toma un valor del gradiente vertical de 3°C como el límite aceptable para una persona sentada y actividad sedentaria (asimilable a actividad de oficina).

Para el cálculo de los índices PMV y PPD en los modelos simulados, se han tomado los siguientes valores de las variables implicadas en el cálculo:

- Tasa metabólica: 1,2 met (actividad sedentaria de oficina, según RITE).
- Aislamiento de la ropa: entre 0,5 clo (verano) y 1,0 clo (invierno) (RITE).
- Velocidad del aire: entre 0,13 m/s y 0,20 m/s (UNE-EN 13779).

Se han evaluado los índices para los siguientes casos y para cada una de las orientaciones:

- Caso sin ventilar.
- Caso con ventilación todo exterior a caudal variable óptimo.
- Caso con ventilación mixta a caudal variable óptimo.
- Caso con ventilación mixta a caudal variable óptimo. Vidrio interior bajo emisivo.
- Caso con muro cortina equivalente.

Los resultados obtenidos se muestran a continuación:

### 8.9.3.1. Orientación Sur

En primer lugar se muestran los resultados en relación con el índice PMV para los cinco casos analizados. Las figuras representan la evolución horaria (para todo el año simulado) del PMV del edificio de estudio (las cuatro zonas ocupadas y la media). Se presentan en orden de mejora conseguida en el índice, desde la más baja (muro cortina, Figura 8.43) a la mayor (ventilación mixta variable con vidrio interior bajo emisivo, Figura 8.47).

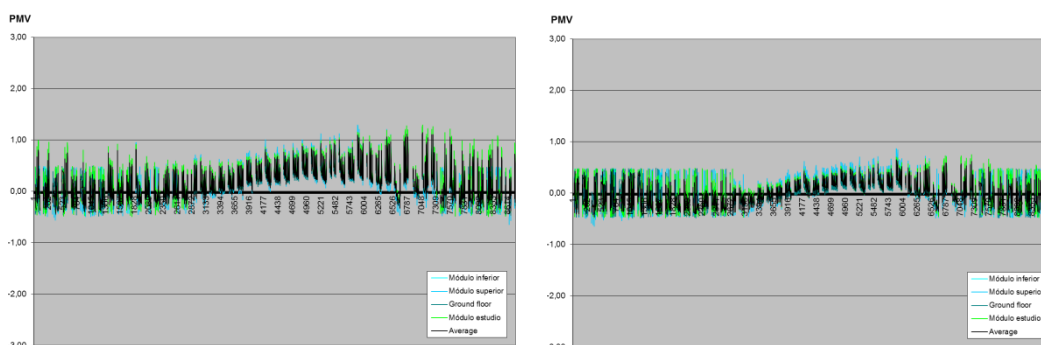


Figura 8.43 y 8.44. Evolución horaria anual del PMV. Caso Muro cortina y DFAV sin ventilar (Sur)

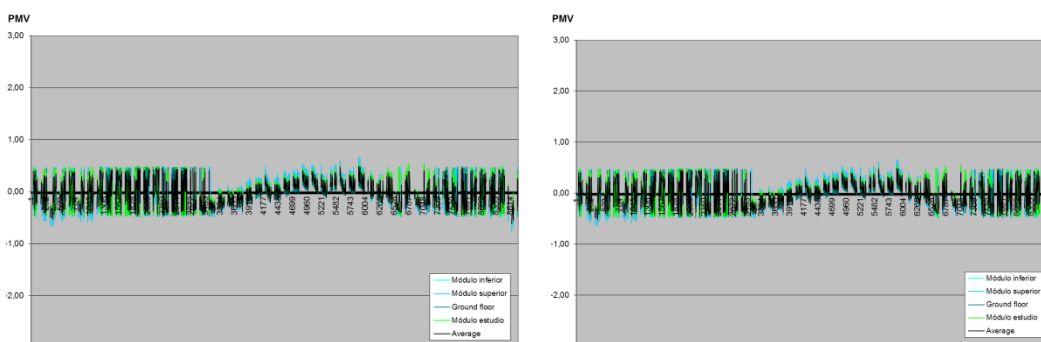


Figura 8.45 y 8.46. Evolución horaria anual del PMV. DFAV ventilación exterior y DFAV ventilación mixta (Sur)

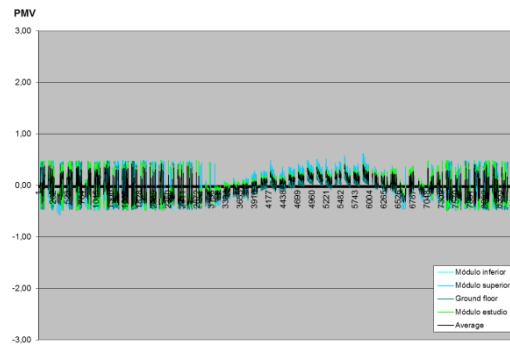


Figura 8.47. Evolución horaria anual del PMV. DFAV ventilación mixta con vidrio interior bajo emisivo (Sur)

Puede verse que la mayoría de valores que se encuentran fuera del rango considerado de confort ( $-0,5 \leq PMV \leq 0,5$ ) son positivos para los dos primeros casos (muro cortina y DFAV sin ventilar), lo que indica que su ambiente térmico en general tiende a ser caluroso. En los casos de DFAV ventilada, en cambio, no hay una diferencia significativa entre los valores fuera del rango, siendo muy similares el número de ellos que se encuentra en el rango  $-1 \leq PMV \leq 0,5$  –lo que indica ambiente fresco– y los que se encuentran en el rango positivo  $0,5 \leq PMV \leq 1$  –lo que indica ambiente cálido–. Además, el porcentaje de horas fuera de este rango de confort es muy limitado (de menos del 1% para los tres casos).

Se observa también que la mayor mejora (la reducción más importante en el índice PMV) se da al pasar del modelo con muro cortina (con un porcentaje de horas fuera del rango de confort del 21,69%) al modelo con DFAV (cuyo porcentaje fuera de confort es del 2,82%). También hay cierta mejora al pasar de la DFAV sin ventilar a la DFAV ventilada con aire exterior (con porcentaje fuera de confort del 0,67%). A partir de aquí, las mejoras en el PMV pueden considerarse despreciables.

En la Tabla 8.87 se muestra la comparativa, a nivel de rangos y de valores pico del índice PMV alcanzados, para los diferentes casos comparados en la orientación Sur. La columna marcada en rojo muestra el porcentaje de horas en que el edificio analizado se encuentra dentro del rango considerado de confort ( $-0,5 \leq PMV \leq 0,5$ ).

Caso	Fuera de rango	$-1 < PMV < 1$	$-0,75 < PMV < 0,75$	$-0,5 < PMV < 0,5$	Valor pico
Muro cortina	1,27	98,73	93,20	78,31	1,29
DFAV sin ventilar	0,00	100,00	99,93	97,18	0,87
DFAV vent. todo exterior	0,00	100,00	99,99	99,33	-0,76
DFAV vent. mixta	0,00	100,00	100,00	99,42	-0,75
DFAV vent. mixta. Bajo emisivo	0,00	100,00	100,00	99,77	-0,66

Tabla 8.87. Rangos y valores pico del PMV (en rojo, rango de confort) para los casos analizados (Sur)

Del mismo modo, en las Figuras 8.48 a 8.52 se muestra la evolución del PPD para los mismos cinco casos.

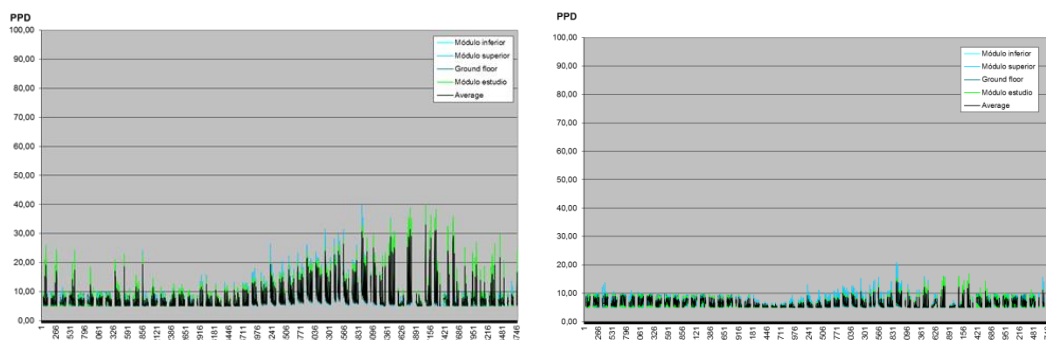


Figura 8.48 y 8.49. Evolución horaria anual del PPD. Caso Muro cortina y DFAV sin ventilar (Sur)

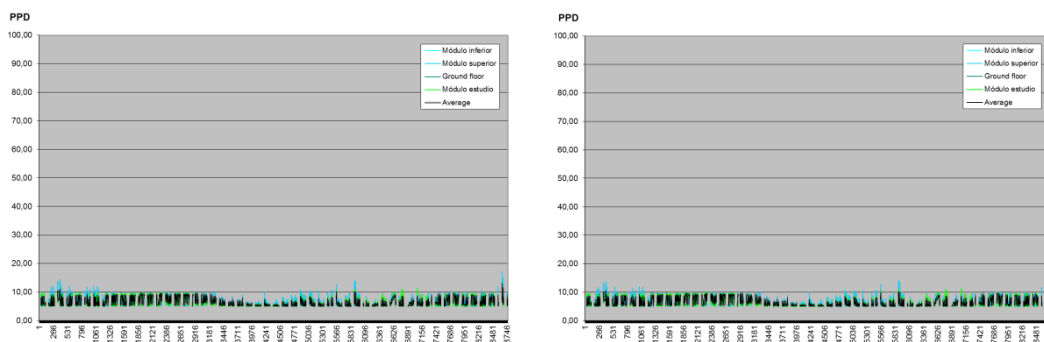


Figura 8.50 y 8.51. Evolución horaria anual del PPD. DFAV ventilación exterior y DFAV ventilación mixta (Sur)

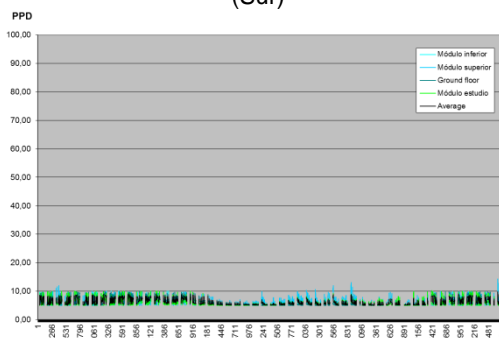


Figura 8.52. Evolución horaria anual del PPD. DFAV ventilación mixta con vidrio interior bajo emisivo (Sur)

Donde puede verse que, para el caso con el muro cortina, se supera ampliamente el 10% de usuarios no satisfechos (presentando un pico del 39,96% de insatisfechos). El porcentaje de horas ocupadas en las que hay entre un 0% y un 10% de usuarios insatisfechos es de un 77,31% para el caso con muro cortina, de un 96,89% para el caso de la DFAV sin ventilar y de más del 99% para los tres casos en que se ventila la DFAV.

En la Tabla 8.88 se muestra la comparativa, a nivel de rangos y de valores pico del índice PPD alcanzados, para los diferentes casos comparados en la orientación Sur.

Caso	0% ≤ PPD < 10%	10% ≤ PPD < 20%	20% ≤ PPD < 30%	30% ≤ PPD < 40%	Valor pico (%)
Muro cortina	2347,0	568,5	101,0	19,5	39,96
DFAV sin ventilar	2941,5	93,8	0,8	0,0	20,84
DFAV vent. todo exterior	3012,5	23,5	0,0	0,0	17,16
DFAV vent. mixta	3014,3	21,8	0,0	0,0	16,80
DFAV vent. mixta. Bajo emisivo	3025,3	10,8	0,0	0,0	14,27

Tabla 8.88. Rangos y valores pico del PPD para los casos analizados (Sur)

Este análisis confirma que la utilización de la DFAV permite mejorar las condiciones de confort térmico alcanzadas con una tipología de muro cortina en entorno mediterráneo. En relación con los diferentes tipos de ventilación de la entreciel de la DFAV, sólo se observa cierta mejora al pasar de una doble fachada estanca a una ventilada, independientemente de qué estrategia se utilice para realizar esta ventilación. Así, la decisión de emplear un tipo u otro vendrá determinada por el análisis de coste de implantación contra la disminución de la demanda de climatización asociada a cada sistema. Como se comentó en los apartados 8.7 y 8.8, las reducciones de la demanda de climatización obtenidas parecen descartar la instalación del sistema de recirculación de aire interior para ventilar la DFAV, así como de la utilización de vidrios bajo emisivos en la piel interior de la misma.



Así pues, para la orientación Sur, la opción más viable sería la utilización de un sistema de ventilación todo exterior de la entrepel de la DFAV, y el empleo de vidrio doble transparente en su piel interior.

### 8.9.3.2. Orientación Este

Del mismo modo que para la orientación Sur, en la Tabla 8.89 se muestra la comparativa, a nivel de rangos y de valores pico del índice PMV alcanzados, para los diferentes casos simulados en la orientación Este.

Caso	Fuera de rango	-1 < PMV < 1	-0.75 < PMV < 0.75	-0.5 < PMV < 0.5	Valor pico
Muro cortina	0,30	99,70	96,50	85,45	1,24
DFAV sin ventilar	0,00	100,00	99,98	97,55	-0,80
DFAV vent. todo exterior	0,00	100,00	99,98	98,64	-0,82
DFAV vent. mixta	0,00	100,00	99,98	98,82	-0,80
DFAV vent. mixta. Bajo emisivo	0,00	100,00	100,00	99,42	-0,74

Tabla 8.89. Rangos y valores pico del PMV (en rojo, rango de confort) para los casos analizados (Este)

Y en la Tabla 8.90 se muestra la comparativa, a nivel de rangos y de valores pico del índice PPD alcanzados, para los diferentes casos simulados en la orientación Este.

Caso	0% ≤ PPD < 10%	10% ≤ PPD < 20%	20% ≤ PPD < 30%	30% ≤ PPD < 40%	Valor pico (%)
Muro cortina	2574,0	413,8	45,0	3,3	37,03
DFAV sin ventilar	2950,0	86,0	0,0	0,0	18,48
DFAV vent. todo exterior	2988,8	47,3	0,0	0,0	19,12
DFAV vent. mixta	2993,8	42,3	0,0	0,0	18,66
DFAV vent. mixta. Bajo emisivo	3015,0	21,0	0,0	0,0	16,47

Tabla 8.90. Rangos y valores pico del PPD para los casos analizados (Este)

La evolución del PPD sigue el mismo patrón que en la orientación Sur, siendo el mejor caso posible el que utiliza vidrios bajo emisivos en la piel interior de la DFAV, pero encontrándose muy poca diferencia entre los tres casos con la DFAV ventilada. Cabe destacar que la orientación Este es menos crítica que la Sur a nivel de confort térmico.

La mayor reducción en el índice PMV se da de nuevo al pasar del modelo con muro cortina (con un porcentaje de horas fuera del rango de confort del 14,55%) al modelo con DFAV (cuyo porcentaje fuera de confort es del 2,45%).

Para el caso con el muro cortina, se supera el 10% de usuarios no satisfechos (presentando un pico del 37,03% de insatisfechos). El porcentaje de horas ocupadas en las que hay entre un 0% y un 10% de usuarios insatisfechos es de un 84,78% para el caso con muro cortina, de un 97,17% para el caso de la DFAV sin ventilar y de más del 98% para los tres casos en que se ventila la DFAV.

Por lo tanto, tampoco para la orientación Este se recomendaría la implantación del sistema de recirculación de aire interior para ventilar la DFAV, ni el empleo de vidrio doble transparente en su piel interior.

### 8.9.3.3. Orientación Oeste

El análisis de los índice PMV y PPD para la orientación Oeste sirve para identificar otra vez dicha orientación como la crítica, al ser la que se encuentra durante un mayor número de horas fuera de los rangos de confort establecidos por el método Fanger.

Del mismo modo que para los casos anteriores, en la Tabla 8.91 se muestra la comparativa del índice PMV para los diferentes casos simulados en la orientación Oeste.

Caso	Fuera de rango	-1 < PMV < 1	-0.75 < PMV < 0.75	-0.5 < PMV < 0.5	Valor pico
Muro cortina	7,75	92,25	84,09	70,88	2,17
DFAV sin ventilar	1,19	98,81	96,13	88,04	1,68
DFAV vent. todo exterior	0,21	99,79	98,55	93,07	1,37
DFAV vent. mixta	0,21	99,79	98,58	93,25	1,37
DFAV vent. mixta. Bajo emisivo	0,03	99,97	99,54	95,69	1,13

Tabla 8.91. Rangos y valores pico del PMV (en rojo, rango de confort) para los casos analizados (Oeste)

Y en la Tabla 8.92 se muestra la comparativa del índice PPD para los diferentes casos simulados en la orientación Oeste.

Caso	0% ≤ PPD < 10%	10% ≤ PPD < 20%	20% ≤ PPD < 30%	30% ≤ PPD < 40%	40% ≤ PPD < 50%	50% ≤ PPD < 60%	60% ≤ PPD < 70%	70% ≤ PPD < 80%	80% ≤ PPD < 90%	Valor pico (%)
Muro cortina	2131,0	527,5	197,0	101,3	43,8	24,0	8,8	1,3	1,5	84,00
DFAV sin ventilar	2655,0	302,8	55,3	19,8	1,5	1,5	0,3	0,0	0,0	60,44
DFAV vent. todo exterior	2811,3	200,0	22,3	1,5	1,0	0,0	0,0	0,0	0,0	43,77
DFAV vent. mixta	2816,5	195,0	22,0	1,5	1,0	0,0	0,0	0,0	0,0	43,67
DFAV vent. mixta. Bajo emisivo	2896,8	134,0	4,8	0,5	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	31,97

Tabla 8.92. Rangos y valores pico del PPD para los casos analizados (Oeste)

Los datos de las dos tablas anteriores muestran claramente que los valores se elevan por encima de las dos orientaciones antes analizadas, en todos los casos considerados. Así, respecto al PMV, el número de horas en las que el índice está dentro del rango de confort se mueve entre el 70,88% respecto al total de horas ocupadas –correspondiente al modelo con muro cortina–, y el 95,69% para el caso con ventilación mixta y vidrio bajo emisivo. Los valores pico alcanzados también son superiores a los de las orientaciones antes analizadas.

La mayor reducción en el índice PMV se da de nuevo al pasar del modelo con muro cortina (con un porcentaje de horas fuera del rango de confort del 29,12%) al modelo con DFAV (cuyo porcentaje fuera de confort es del 11,96%). En este caso, sin embargo, la mejora al ventilar la DFAV es más notable, pasando a un valor de horas fuera de rango del 6,93%.

El porcentaje de personas insatisfechas con el ambiente térmico del edificio llega a superar el 80% de insatisfechos en los momentos críticos (día crítico verano) para el caso del modelo con muro cortina. El porcentaje de horas ocupadas en las que hay entre un 0% y un 10% de usuarios insatisfechos es de un 70,19% para el caso con muro cortina, de un 87,45% para el caso de la DFAV sin ventilar y de más del 92% para los tres casos en que se ventila la DFAV (con un máximo del 95,41% para el caso con vidrio interior bajo emisivo).

Vistos los resultados para la orientación Oeste, las recomendaciones de implantación del sistema de ventilación de la DFAV y de los vidrios utilizados en la piel interior de la misma no varían respecto a las dos orientaciones antes analizadas.

#### 8.9.3.4. Orientación Norte

Por último, el análisis de los índices PMV y PPD para la orientación Norte pone de manifiesto que ésta es la orientación más favorable en relación con el confort térmico interior para la tipología de muro cortina, que presenta un porcentaje de horas fuera del rango de confort de tan sólo el 3,78%. Para el resto de casos los resultados son muy similares a los de la orientación Sur, siendo ligeramente peores que éstos para las tres alternativas con la DFAV ventilada.

En la Tabla 8.93 se muestra la comparativa del índice PMV para los diferentes casos simulados en la orientación Norte.

Caso	Fuera de rango	-1 < PMV < 1	-0.75 < PMV < 0.75	-0.5 < PMV < 0.5	Valor pico
Muro cortina	0,00	100,00	99,95	96,22	0,84
DFAV sin ventilar	0,00	100,00	99,98	98,76	-0,81
DFAV vent. todo exterior	0,00	100,00	99,97	98,34	-0,83
DFAV vent. mixta	0,00	100,00	99,98	98,64	-0,82
DFAV vent. mixta. Bajo emisivo	0,00	100,00	99,99	99,54	-0,75

Tabla 8.93. Rangos y valores pico del PMV (en rojo, rango de confort) para los casos analizados (Norte)

En relación con el PMV, el número de horas en las que el índice está dentro del rango de confort se mueve entre el 96,22% respecto al total de horas ocupadas –correspondiente al modelo con muro cortina–, y el 99,54% para el caso con ventilación mixta y vidrio bajo emisivo.

La mayor reducción en el índice PMV se da como en los otros casos al pasar del modelo con muro cortina (con un porcentaje de horas fuera del rango de confort del 3,78%) al modelo con DFAV (cuyo porcentaje fuera de confort es del 0,46%). En este caso la mejora al ventilar la DFAV es menos notable que para el resto de orientaciones.

Por último, en la Tabla 8.94 se muestra la comparativa del índice PPD para los diferentes casos simulados en la orientación Norte.

Caso	0% ≤ PPD < 10%	10% ≤ PPD < 20%	20% ≤ PPD < 30%	30% ≤ PPD < 40%	Valor pico (%)
Muro cortina	2909,0	127,0	0,0	0,0	19,97
DFAV sin ventilar	2994,0	42,0	0,0	0,0	18,97
DFAV vent. todo exterior	2975,3	60,8	0,0	0,0	19,56
DFAV vent. mixta	2990,0	46,0	0,0	0,0	19,05
DFAV vent. mixta. Bajo emisivo	3019,8	16,3	0,0	0,0	16,86

Tabla 8.94. Rangos y valores pico del PPD para los casos analizados (Norte)

El porcentaje de personas insatisfechas con el ambiente térmico del edificio es notablemente inferior al resto de orientaciones, principalmente para el caso con muro cortina.

Así, el porcentaje de horas ocupadas en las que hay entre un 0% y un 10% de usuarios insatisfechos es de un 95,82% y de más de un 98% para todos los casos con DFAV (con un máximo del 99,46% para el caso con vidrio interior bajo emisivo).

Los resultados obtenidos para la orientación Norte, combinados con los que se obtuvieron en el análisis de la disminución de la demanda de climatización del edificio en función de la estrategia de ventilación de la DFAV empleada, permiten mantener las recomendaciones de implantación del sistema de ventilación de la DFAV y de los vidrios utilizados realizadas para la orientaciones antes analizadas.

## REFERENCIAS

Abdullah, A.H.; Wang, F. Modelling Thermal Stratification in Atrium Using TAS Program and Verification of Prediction Results. *International Journal of Integrated Engineering*, 2009, vol. 1, núm. 2, p. 79-93.

AENOR. *UNE-EN ISO 7730:2006: Ergonomía del ambiente térmico. Determinación analítica e interpretación del bienestar térmico mediante el cálculo de los índices PMV y PPD y los criterios de bienestar térmico local*. Madrid: AENOR, 2006.

AENOR. *UNE-EN 13779:2008: Ventilación de los edificios no residenciales. Requisitos de prestaciones de sistemas de ventilación y acondicionamiento de recintos*. Madrid: AENOR, 2008.

ASHRAE. *ASHRAE Handbook Fundamentals*. Atlanta: ASHRAE, 2001. ISBN 1883413877.

España. Real Decreto 1027/2007, de 20 de julio, por el que se aprueba el Reglamento de Instalaciones Térmicas en los Edificios. *Boletín oficial del Estado*, 29 de agosto de 2007, núm. 207, p. 35931.

Fanger, P.O. *Thermal Comfort*. Nueva York: Mc Graw Hill, 1972. ISBN 0-07-019915-9.

Gratia, E.; De Herde, A. Optimal operation of a south double-skin façade. *Energy and Buildings*, 2004, vol. 36, núm. 1, p. 41–60.

Gratia, E.; De Herde, A. Greenhouse effect in double-skin façade. *Energy and Buildings*, 2007, vol. 39, núm. 2, p. 199-211.

Guardo, A.; Coussirat, M.; Valero, C.; Egusquiza, E.; Alavedra, P.; CFD assessment of the performance of lateral ventilation in Double Glazed Facades in Mediterranean climates. *Energy and buildings*, 2011, vol. 43, núm. 9, p. 2539-2547.

TAS EDSL Ltd. *A-Tas Reference Manual*. Gran Bretaña, 2001.

Torres, M. *La doble fachada acristalada ventilada en el clima Mediterráneo: optimización a través de simulaciones energéticas computacionales*. Tesis doctoral, Universitat Politècnica de Catalunya, Departament d'Enginyeria de la Construcció, 2012 [Biblioteca ETSEIB de la UPC].



# CONCLUSIONES Y FUTURAS LÍNEAS DE INVESTIGACIÓN

## 9.1 CONCLUSIONES GENERALES

- Respecto al proceso de optimización de la DFAV se ha concluido que, para una oficina de características estándar, la fachada es el elemento clave que define el comportamiento termoenergético del edificio, de manera que su correcto diseño es fundamental para conseguir minimizar su consumo energético y alcanzar las mejores condiciones de confort térmico interior posibles. Así, en edificios con fachadas altamente vidriadas situados en entornos de elevada radiación solar como el mediterráneo, la utilización de vidrios que limiten las ganancias solares en el interior del edificio es básica para el control de la demanda de climatización del mismo. Contrariamente, el comportamiento del edificio empeora al sustituir el vidrio interior transparente por uno bajo emisivo, lo que prueba que, en ocasiones, la utilización de un vidrio de mayor calidad no supone un beneficio claro en cuanto a la disminución de la demanda del edificio en el cuál se instala. Además, se comprueba que la utilización de la DFAV frente al muro cortina tradicional permite mejorar las condiciones de demanda de climatización y de confort térmico alcanzadas en un edificio como el analizado.
- La aplicación de una estrategia de ventilación mixta a caudal variable en función de las necesidades de climatización de los espacios ocupados supone una mejora notable a nivel de reducción de la demanda de climatización global del edificio, aunque únicamente respecto al caso de DFA sin ventilar. Las mejoras respecto a los casos con la doble fachada ventilada con un caudal elevado de aire exterior son escasas. Así pues, la decisión de emplear un tipo u otro de ventilación de la entropiel de la DFAV vendrá determinada por el análisis de coste de implantación contra la disminución de la

demanda de climatización asociada a cada sistema. Las reducciones de la demanda de climatización obtenidas parecen descartar la instalación del sistema de recirculación de aire interior para ventilar la DFAV, al obtenerse escasas mejoras respecto a un sistema de ventilación con aportación de aire todo exterior.

- Para la estimación de la efectividad de la DFAV en cuanto a la disminución de la demanda energética del edificio, el modelo matemático simplificado desarrollado, que utiliza coeficientes de transmisión de calor combinados medios puede considerarse válido. Además, las diferencias obtenidas con el modelo simulado son lo suficientemente reducidas para considerar que –a falta de un modelo experimental sobre el que validar los resultados obtenidos– dicho desarrollo matemático permite afirmar la bondad de los resultados obtenidos en el modelo de simulación.

## 9.2 CONCLUSIONES ESPECÍFICAS

### 9.2.1 Respecto al Estado del Arte

#### 9.2.1.1 Conclusiones generales

- El bajo nivel de aislamiento proporcionado por las superficies de vidrio está relacionado con importantes pérdidas y ganancias térmicas a través de la fachada. Si el edificio está en condiciones estivales o localizado en climas cálidos, las ganancias de calor son predominantes y el coste de refrigeración se convierte en un problema importante. En estas condiciones, es necesario mejorar el comportamiento global del sistema.
- El uso de fachadas ventiladas facilita la reducción de las ganancias térmicas interiores, ya que la cámara de ventilación existente reduce la temperatura dentro del edificio. A partir de este concepto surge la Doble Fachada Acristalada ventilada, que pretende dar respuesta a las limitaciones del muro cortina en cuanto a consumo energético y a condiciones de confort térmico.
- Como resultado del gran interés, tanto de arquitectos como de clientes, por el uso de envolventes transparentes en edificios de oficinas, han aparecido en los últimos años un número creciente de proyectos, especialmente en Europa, donde se ha empleado la tipología de DFA. La mayoría de estos proyectos se encuentran localizados en países de clima continental (Alemania, Dinamarca, Suecia, Finlandia e Inglaterra principalmente). En el caso concreto de España, la tipología de DFA también ha sido utilizada en diversos casos, aunque no tan numerosos como los antes mencionados.
- Hay diversas definiciones de DFA. La mayoría de los autores coinciden en el concepto de ventilación y composición multicapa de la fachada. Resumiendo puede decirse que el sistema de DFA es una construcción multicapa caracterizada por la existencia de una cavidad ventilada situada entre dos pieles generalmente transparentes. Las configuraciones de la fachada están determinadas básicamente por las condiciones ambientales exteriores.
- Existen diferentes maneras de clasificar las diversas tipologías existentes de DFA. La clasificación cuyo uso está más extendido establece tres grandes grupos, en función de: el modo de ventilación de la entropiel, la naturaleza de la fuente que impulsa el aire y la compartimentación de la fachada.

#### **9.2.1.2 Conclusiones respecto a los parámetros constructivos y operacionales de la DFAV**

- La geometría de la cavidad de una DFAV, que es el resultado de la altura libre de cada planta edificada y de la compartimentación aplicada, es un factor importante que determina la eficiencia energética del conjunto. Las dimensiones de la cavidad están directamente relacionadas con el diseño de las aberturas –tanto sus dimensiones como su ubicación– y las características de los paneles de vidrio que constituyen la piel exterior e interior de la fachada.
- El flujo de aire vinculado a la flotabilidad térmica en la entrepel de la DFAV se incrementa al aumentar el tamaño de la cavidad hasta un punto de inflexión a partir del cual no hay cambios apreciables, existiendo también una importante relación entre la altura y la profundidad de la cavidad.
- Durante el período de refrigeración una cavidad de gran altura aumenta las probabilidades de sobrecalentamiento, ya que el flujo de aire caliente permanece más tiempo en la cavidad, aumentando la transmisión de calor de la cavidad al interior del edificio. Este problema es más importante en las DFAV de tipología multiplanta, donde los efectos del sobrecalentamiento se perciben de forma más acusada en las plantas superiores del edificio.
- La configuración de la DFAV permite la colocación de aberturas tanto en la piel externa como en la piel interna de la fachada. Las aberturas en la piel externa permiten la ventilación de la cavidad por admisión de aire exterior, mientras que las internas posibilitan la ventilación natural del edificio, siempre que el clima lo permita y la calidad de dicho aire exterior sea aceptable.
- Las aberturas de la piel exterior se localizan generalmente en la parte superior y/o en la parte inferior de cada módulo de fachada. La ubicación de las aberturas internas tiende a seguir este mismo patrón. Esta localización responde al comportamiento natural del flujo de aire desarrollado en la cavidad de la doble fachada: debido a la propensión del aire a subir por efecto de la flotabilidad térmica, éste tiende a salir por la parte superior de la cavidad, bien hacia el exterior o hacia el ambiente interior del edificio.
- Los dispositivos de protección solar son imprescindibles para controlar la demanda de refrigeración de los edificios con DFAV, sobre todo de aquellos situados en climas de alta radiación solar como el mediterráneo.
- Los elementos de protección solar pueden instalarse tanto en el exterior como en el interior de la fachada. Los situados en el exterior tienen la ventaja de funcionar como un filtro previo para la radiación solar incidente, de manera que una parte importante de ésta no llega a entrar en el interior del edificio, eliminándose así el efecto invernadero. Esta tipología de protecciones se emplea principalmente en edificios de una sola piel; en el caso de la DFAV suele optarse por la instalación de protecciones solares en el interior de la cavidad, de manera que se incrementa su durabilidad y se facilita el mantenimiento.
- En el caso de localizar los elementos de sombra en el interior de la cavidad, éstos reflejan parte de la radiación solar incidente, impidiendo que penetre en el interior del edificio. También absorben otra parte de dicha radiación, lo que provoca un incremento



de su temperatura superficial y una posterior disipación de energía en forma de radiación infrarroja en el interior de la cavidad. Este fenómeno puede causar un sobrecalentamiento del espacio interior de la fachada si éste no se ventila de manera adecuada.

- La localización óptima de las protecciones solares en el interior de la fachada se encuentra próxima a la piel exterior, para favorecer una mejor ventilación y evitar una excesiva transmisión de calor a través de la cavidad.
- Como norma general puede decirse que los tipos de paneles de vidrio más usados en la DFAV son, para la piel interior, vidrios dobles o triples que pueden presentar capas bajo emisivas para mejorar el aislamiento térmico y, para la piel exterior, vidrios simples templados o laminados.
- Cuando es importante reducir las ganancias solares que recibe la fachada el uso de vidrios de control solar se vuelve imprescindible. Existen diferencias significativas en el comportamiento térmico de la fachada respecto al caso de emplearse dispositivos de control solar en la entropiel para reducir la radiación solar transmitida al interior del edificio. Así, mientras que el vidrio de control solar intercambia calor con la cavidad y con el aire exterior, las protecciones solares emiten todo el calor absorbido en la cavidad.
- El vidrio de control solar es más conveniente como elemento de protección solar en verano, presentando como principal inconveniente la imposibilidad de controlar el grado de transmisión solar al interior del edificio, mientras que en el caso de los dispositivos de sombra este control sí es posible.
- Para el caso de un edificio de oficinas con DFAV en clima moderado, en condiciones de verano, una configuración de vidrios óptima podría estar formada por un panel exterior monolítico con factor solar reducido y un panel interior doble bajo emisivo, siendo necesario asegurar la ventilación de la cavidad para evitar el sobrecalentamiento.
- Respecto a las ventajas e inconvenientes de la incorporación de la doble fachada de vidrio en los edificios, algunos de los aspectos que se citan como inconvenientes son los riesgos que conlleva en relación a la protección contra incendios, la posible falta de aislamiento acústico –principalmente entre los diferentes espacios del edificio–, así como los problemas de sobrecalentamiento de la cavidad y el reducido nivel de iluminación natural, en comparación con el muro cortina, entre otros. En relación a las ventajas, las más citadas son el ahorro de energía, el mayor confort térmico y el menor impacto generado al medio, en comparación con el muro cortina, así como la mejora en el aislamiento acústico de la fachada frente al ruido exterior.

#### **9.2.1.3 Conclusiones respecto al comportamiento termoenergético y fluidodinámico de la DFAV**

- Una doble fachada de vidrio está sujeta a fenómenos termodinámicos y fluidodinámicos complejos, dependientes de las condiciones ambientales exteriores e interiores, entre los que se incluyen mecanismos de transmisión de calor por conducción, convección y radiación, así como flujos de aire transitorios, laminares y turbulentos. Es por ello

imprescindible realizar un análisis apropiado de los aspectos fundamentales relacionados con la transmisión de calor en la DFAV.

- El comportamiento energético de la fachada tradicionalmente se ha expresado a través de criterios como el valor del coeficiente U o el *Solar Heat Gain Coefficient* (SHGC). Sin embargo, estos parámetros son conceptos estacionarios que ignoran los aspectos dinámicos del comportamiento de la fachada, de manera que no deberían ser aplicados directamente a fachadas ventiladas, y menos aún a la DFAV.
- La investigación del comportamiento termoenergético y fluidodinámico de la doble fachada acristalada está basada principalmente en la aplicación de modelos teóricos desarrollados para determinar el funcionamiento de su cavidad. El flujo de aire creado en la misma es el factor clave en que se basa el uso y la funcionalidad de la fachada, y el cálculo de este flujo es necesario para conseguir una predicción de la distribución de temperaturas y de velocidades del aire alcanzadas.
- La importancia de llevar a cabo el análisis termoenergético de la DFAV ha llevado a olvidar otros aspectos clave para fomentar la implantación de este sistema constructivo. Así, no existe casi información disponible sobre la viabilidad económica de estos sistemas, cosa que debería solventarse debido al carácter crítico de este aspecto.

#### 9.2.1.4 Conclusiones respecto a la modelización de la DFAV

- Las herramientas básicas existentes para predecir el comportamiento de la DFAV son los modelos analíticos, los modelos empíricos, los modelos experimentales a pequeña escala y a escala real, así como los modelos multizonales, los zonales y los modelos de CFD. Existen también métodos híbridos, que combinan dos o más de las tipologías anteriores, consistiendo la mayoría de ellos en un acoplamiento de alguno de los métodos existentes con un modelo de CFD.
- En relación a la modelización mediante CFD, a pesar de que es en teoría aplicable a cualquier fenómeno térmico o fluidodinámico, en la práctica existen diversos aspectos problemáticos para su aplicación. Entre ellos destacan la necesidad de disponer de equipos con elevada potencia de cálculo, la naturaleza compleja de los campos fluidos desarrollados y las dificultades para definir correctamente las condiciones de contorno a aplicar, además de las dificultades para alcanzar una validación satisfactoria de los resultados obtenidos. Todo esto ha ocasionado que las aplicaciones de CFD se hayan restringido a menudo a casos estacionarios o a simulaciones de períodos de tiempo muy cortos.
- Los métodos de cálculo por zona o *network methods* (multizonales y zonales), que se basan en la zonificación del edificio mediante una red de nodos interconectados entre sí –donde quedan representadas las trayectorias del flujo asociadas a los diferentes elementos del edificio– suelen ser modelos rápidos y sencillos de desarrollar, y aportan estimaciones acertadas sobre el comportamiento global del sistema.
- En general, puede decirse que los métodos de cálculo por zona son mucho más rápidos y sencillos de aplicar, pero tan sólo proporcionan información sobre flujos medios, mientras que el CFD proporciona detalles sobre la naturaleza del campo de flujo. Dependiendo de cada problema particular uno de estos aspectos será más

importante que el otro, de manera que podrá decidirse qué enfoque escoger para analizar el comportamiento de un edificio concreto.

- A pesar de que en la literatura se presentan numerosos modelos numéricos para evaluar el comportamiento térmico de las dobles fachadas acristaladas, es necesario tener en cuenta que cada uno de ellos ha sido desarrollado para condiciones muy específicas. Así pues, no se dispone actualmente de herramientas generales que permitan evaluar modelos simplificados de doble fachada.

### **9.2.2 Respecto a la modelización matemática del comportamiento termoenergético de la DFAV**

- El análisis de la doble fachada realizado indica que la ganancia de calor en el interior del edificio se compone de dos partes: una debida directamente al efecto de la radiación solar, caracterizada por un valor del factor solar del conjunto de la doble fachada, y una segunda debida a la transmisión de calor por conducción y convección, responsable del calentamiento de los vidrios de la fachada.
- El factor solar de la doble fachada es función de los coeficientes de convección en el conjunto de la fachada, de las absorbancias de los dos elementos de vidrio y del grado de ventilación de la doble fachada a través de la relación entre el caudal másico de aire y la superficie frontal de la fachada.
- El factor solar es máximo en ausencia de ventilación, y disminuye al aumentar el caudal de ventilación. A partir de un valor relativamente alto de ventilación, sin embargo, el factor solar se mantiene muy constante o con poca variación.
- En el caso de ventilación de la entrepíel muy elevada, tan sólo son importantes las características del vidrio interior.
- El coeficiente de transmisión de calor por conducción y convección puede tener un valor mínimo en el caso de ventilación nula, valor que se corresponde con el del conjunto de elementos que forman la fachada (vidrio exterior y vidrio interior). El valor del coeficiente va creciendo con el incremento de la ventilación, de manera que cuando ésta tiende a infinito, su valor es igual al del conjunto del vidrio interior.
- Cuando hay poca ventilación las emitancias de los dos elementos de vidrio exterior e interior pueden ser relevantes, ya que repercuten sobre los coeficientes de convección en el espacio entre vidrios. La emisividad del vidrio no es importante cuando la ventilación es muy elevada.
- Cuando la doble fachada tiene un vidrio doble en la piel interior han de modificarse los coeficientes  $U$  y  $U_i$  para tener en cuenta el efecto del vidrio simple equivalente.
- En régimen de verano la fachada ha de limitar al máximo la entrada de la radiación solar (factor solar pequeño) y, de manera secundaria, minimizar la entrada de calor por conducción y convección. La doble fachada, pues, debe ser ventilada. El valor del caudal de ventilación estará vinculado a la orientación de la fachada, la latitud del edificio (valor de la radiación solar) y a los valores de los coeficientes de transmisión de calor por conducción y convección.

- El análisis realizado no permite observar diferencias entre un flujo de aire de ventilación vertical y uno horizontal.
- La hipótesis de considerar la resistencia térmica de los vidrios como no despreciable permite estimar las temperaturas superficiales de sus caras exterior e interior.
- El análisis de los coeficientes de transmisión de calor combinados, según diferentes fuentes consultadas, permite afirmar que, para los saltos térmicos que se tendrán en las condiciones operativas estándar de la DFAV, es posible utilizar un coeficiente combinado fijo sin cometer un error de cálculo muy elevado.

### 9.2.3 Respecto a la comparación del modelo numérico con el modelo analítico

- Los errores incurridos al utilizar el modelo analítico simplificado (sin considerar la resistencia térmica del vidrio), para estimar las temperaturas alcanzadas en el aire de la entrepíel de la DFAV, así como en los vidrios que forman su piel exterior e interior se mueven entre un mínimo del 1% y un máximo del 9%, aproximadamente.
- Estos errores son mayores en la estimación de las temperaturas del vidrio interior, ya que ésta se ve más afectada por el aire de ventilación impulsado y, por consiguiente, por los posibles cambios no considerados en los coeficientes de transmisión de calor en el interior de la entrepíel.
- Los errores son menores en la estimación de las temperaturas superficiales del vidrio exterior, ya que éstas vienen determinadas fundamentalmente por el coeficiente de transmisión de calor exterior, que no depende de las temperaturas alcanzadas en los vidrios y en el aire de la entrepíel, sino únicamente de la velocidad del viento exterior (valor que viene intrínsecamente determinado y es conocido a través de la base de datos climática utilizada en el modelo de simulación).
- Los errores cometidos al aplicar el modelo matemático simplificado son mayores en el caso de no haber ventilación de la fachada, y disminuyen a medida que ésta aumenta. Esto es debido a que los posibles errores debidos a la determinación incorrecta de los coeficientes de transmisión de calor en la entrepíel se ven reducidos al aproximarse las temperaturas a la temperatura del aire de impulsión (que es igual a la temperatura exterior y, por lo tanto, conocida).
- En relación con la transmisión de calor hacia el interior del edificio (la fracción convectiva), las diferencias entre los resultados estimados mediante el modelo analítico simplificado y los obtenidos mediante simulación con TAS siguen el mismo patrón de comportamiento, siendo mayores para las tasas de ventilación de la fachada menores, y se mueven también en un rango de valores de entre el 8-9% y el 1%.
- En las condiciones de temperatura del aire y temperaturas de los vidrios en las que nos movemos para la tipología de fachada considerada, los coeficientes de transmisión de calor por convección y radiación pueden simplificarse utilizando valores medios (según estándar ASHRAE por ejemplo) sin incurrir en errores muy elevados (menores del 10%). Los errores cometidos al utilizar estas simplificaciones son muy similares a los obtenidos empleando las expresiones exactas de  $h_i$  y  $h_s$  (coeficientes de transmisión de calor en el interior del edificio y en la entrepíel, respectivamente) utilizados en el software TAS y recurriendo a un procedimiento iterativo (ya que éstos coeficientes

dependen de las temperaturas obtenidas) para su cálculo. Por lo tanto, para la estimación de la efectividad de la DFAV para disminuir la demanda energética del edificio, el modelo matemático simplificado que utiliza coeficientes de transmisión de calor combinados medios puede considerarse válido.

- El modelo desarrollado permite estimar las temperaturas y flujos de calor independientemente de las propiedades ópticas de los vidrios, sin que éste parámetro influya en los errores cometidos.
- La hipótesis de no considerar la resistencia térmica de los vidrios tenida en cuenta en el modelo analítico desarrollado puede considerarse aceptable. Los valores de temperaturas superficiales de los vidrios (interior y exterior) estimadas en el caso de sí considerar dicha resistencia no se alejan de los obtenidos en el primer caso. Así pues, los errores respecto a los resultados obtenidos en el modelo de simulación se mueven entre un 1% y un 8% aproximadamente, siendo sólo ligeramente inferiores a los obtenidos en el caso de despreciar la resistencia de los vidrios.
- Es difícil determinar con exactitud cuál es el origen de las diferencias obtenidas entre el modelo de simulación y el modelo analítico desarrollado. Los errores procedentes de las simplificaciones asumidas en el modelo matemático (como la utilización de coeficientes de transmisión de calor medios y la no consideración de la resistencia térmica de los vidrios en el balance) son fácilmente cuantificables. Sin embargo, la interface del software TAS utilizado es muy cerrada, de manera que no es posible determinar exactamente como realiza internamente los balances, cuáles son los coeficientes de transmisión de calor que emplea en ellos o de qué modo proyecta la radiación solar incidente sobre los elementos verticales del edificio. Aun así, las diferencias obtenidas entre el modelo simulado y el desarrollo matemático realizado son lo suficientemente reducidas para considerar que –a falta de un modelo experimental sobre el que validar los resultados obtenidos, y teniendo en cuenta que el software TAS es una herramienta verificada y validada por organismos competentes– dicho desarrollo matemático permite afirmar la bondad de los resultados obtenidos en el modelo de simulación, además de servir como una herramienta simplificada para el predimensionado de edificios que dispongan de una fachada con tipología de DFAV.

## **9.2.4 Respecto a las comprobaciones previas del modelo de simulación**

### **9.2.4.1 Conclusiones respecto a la temperatura del aire de climatización**

- En el caso de mantener la temperatura máxima del aire de climatización a 26°C, según la indicación del RITE, hay un gran número de horas en las que el edificio está en uso pero su temperatura resultante es mayor a 26°C, con lo que no se están alcanzando las condiciones de confort térmico adecuadas.
- Existe un aumento de la demanda muy importante vinculado a la disminución de la temperatura del aire de climatización (aumentando aproximadamente un 15% por cada grado bajado).
- Disminuyendo la temperatura del aire de climatización se incrementa la demanda de refrigeración en un porcentaje similar al porcentaje de mejora en las condiciones de confort térmico asociadas.

- Por la parte baja el número de horas por debajo del rango de confort se mantiene constante en un valor bastante reducido, de manera que se mantendrá el valor mínimo de la temperatura del aire a 21°C, sin aumentarlo para evitar incrementar innecesariamente la demanda de calefacción vinculada.

#### **9.2.4.2 Conclusiones respecto al flujo de calor a través de las medianeras**

- El flujo a través de las medianeras es mucho menor (entre un 5% y un 12,5%, según el caso simulados) del existente a través de la fachada. Los resultados obtenidos con las dos modelizaciones realizadas no son significativamente diferentes.
- A pesar de que los flujos de calor totales a través de las medianeras son reducidos, no pueden considerarse despreciables, así que no puede afirmarse que tengan un comportamiento adiabático.
- La modelización de un edificio opaco anexo al edificio de estudio es útil para minimizar el efecto de las transmisiones de calor secundarias que se producen en el segundo.

#### **9.2.5 Respecto a la determinación del día crítico de invierno y verano**

- Se han considerado como días críticos de invierno y verano los que presentan los valores pico de calefacción y refrigeración respectivamente.
- Los días críticos para la orientación de fachada Sur son el día 27 de diciembre (a las 9:00h) para el régimen de invierno y el día 4 de septiembre (a las 15:00 horas) para el régimen de verano.
- Los días críticos para la orientación de fachada Este son el día 15 de enero (a las 9:00h) para el régimen de invierno y el día 20 de agosto (a las 9:00h) para el régimen de verano.
- Para la orientación Oeste el día crítico para el régimen de invierno es el 27 de diciembre (a las 9:00h) y el día crítico de verano es el 5 de septiembre (a las 19:00h).
- Los días críticos para la orientación de fachada Norte son el día 15 de enero (a las 9:00h) para el régimen de invierno y el día 31 de julio (a las 9:00h) para el régimen de verano.
- El perfil de demanda del edificio es claramente de refrigeración para todas las orientaciones. Para el caso base sin ventilación de la fachada, la demanda de calefacción anual del edificio supone entre un 2% y un 6% de la demanda de refrigeración, según orientación.

#### **9.2.6 Respecto a las simulaciones con caudal nulo de ventilación**

- Las cargas de calefacción son muy similares para las cuatro orientaciones y muy inferiores a las de refrigeración de manera que, para el caso sin ventilar, la orientación óptima a nivel de demanda de climatización global es la Norte y la crítica es la Oeste.
- De las cuatro zonas ocupadas que forman el modelo, la crítica a nivel de demanda de climatización y de temperaturas resultantes alcanzadas es el módulo superior, al ser el más expuesto a las condiciones climáticas externas.

- La demanda de refrigeración de las cuatro zonas aumenta con la altura de éstas, ya que a más altura sobre el suelo mayor es la exposición a la radiación solar incidente.
- En las condiciones críticas de verano, las temperaturas radiantes aumentan al aumentar la altura de la planta y, con ella, la exposición a la radiación solar. Las temperaturas resultantes se encuentran durante todas las horas de ocupación del espacio y para todas las zonas por encima de la temperatura de confort de 26°C.
- El pico de temperaturas operativas alcanzadas en los espacios ocupados se da en la orientación Oeste, y se produce en el rango entre los 31°C y los 32°C.
- Las temperaturas resultantes de la DFAV son muy superiores a las de la zona ocupada, debido al efecto invernadero que tiene lugar en el espacio no ventilado de la entropiel entre vidrios y a que la DFAV no está climatizada al ser un espacio no habitable.
- La temperatura de la superficie exterior del vidrio –que se encuentra en contacto con la entropiel de la DFAV– es significativamente superior a la de la superficie interior –en contacto con el espacio interior del edificio–. Esta diferencia de temperaturas entre las superficies exterior e interior del vidrio se debe a que, por una parte, la temperatura del aire de la entropiel es muy superior a la del interior del edificio (lo que incrementa la temperatura superficial exterior) y, por otra, la piel interior está compuesta por un doble vidrio aislante, que limita la transmisión de calor desde la entropiel hacia el interior del edificio y provoca de manera indirecta la disminución de la temperatura interior del vidrio.
- Los valores máximos se dan para la orientación Oeste (50,53°C para la superficie exterior y 41,63°C para la interior, a las 19h) y los mínimos para la Norte (32,77°C para la superficie exterior y 30,43°C para la interior, a las 14h).
- En las condiciones críticas de invierno, los espacios ocupados se encuentran en muchos momentos por debajo de la temperatura de confort de 21°C. Las diferencias entre las temperaturas resultantes de los diferentes espacios y dicha temperatura de confort es menos dramática que en el día crítico de verano.
- La temperatura de la superficie exterior del vidrio es significativamente inferior a la de la superficie interior, debido al efecto aislante del doble vidrio empleado, que limita la transmisión de calor desde la entropiel hacia el interior del edificio. Los valores máximos se dan para la orientación Oeste (21,02°C para la superficie exterior y 22,35°C para la interior) y los mínimos para la Norte (17,60°C para la superficie exterior y 14,91°C para la interior).

### 9.2.7 Respecto a las simulaciones con ventilación por recirculación

- La demanda de refrigeración se reduce de manera limitada respecto al caso sin ventilar (entre un 1,84% para la orientación Norte y un 3,52% para la Sur).
- La demanda de calefacción aumenta en un porcentaje similar al que se reduce la de refrigeración, con un aumento mínimo del 1,81% (para la orientación Norte) y máximo del 3,01% (para la orientación Este).

- La proporción tan pequeña que representa la demanda de calefacción sobre el total hace que su aumento sea prácticamente despreciable sobre el comportamiento global de la demanda de climatización del edificio, que se ve reducida entre un 1,64% (para la orientación Norte) y un 3,45% (para la orientación Sur).
- Por la banda baja del rango de temperaturas se incrementa el número de horas por debajo de 21°C, de manera más acusada que la mejora que se produce por la banda alta (disminuyendo el número de horas por encima de 26°C).
- Las temperaturas resultantes máximas en los espacios ocupados se reducen muy poco respecto el caso anterior (aproximadamente un 1% para todas las orientaciones).
- La temperatura resultante máxima de la DFAV disminuye entre un 3,5% (Oeste) y un 5,8% (Sur) respecto al caso sin ventilación.
- Las temperaturas superficiales de los vidrios (exterior e interior), disminuyen entre unos mínimos de un 1,1% y un 2,4% (Norte) y un 2,7% y un 3,4% (Oeste), respectivamente.
- En resumen, podría decirse que la ventilación por recirculación no parece ser una solución demasiado interesante, ni a nivel de reducir demandas de climatización ni de mejorar las condiciones de confort térmico interiores.

#### **9.2.8 Respecto a las simulaciones con ventilación mixta a caudal bajo**

- Respecto al caso de ventilación por recirculación:
  - La demanda de refrigeración se reduce entre un 7,53% (Norte) y un 12,86% (Sur).
  - La demanda de calefacción aumenta entre un 43,18% (Norte) y un 80,25% (Sur).
  - La disminución global de la demanda de climatización va del 4,58% (Norte) al 11,76% (Sur).
  - La carga pico de calefacción aumenta un máximo de hasta un 30% (Sur), mientras que la carga pico de refrigeración se reduce hasta un máximo de un 9,35% (Oeste).
  - El número de horas fuera del rango de confort disminuye por la parte alta (mayor de 26°C) entre un 13,34% (Oeste) y un 22,28% (Sur).
  - El número de horas fuera del rango de confort aumenta por la parte baja (menor de 21°C) entre un 33,84% (Norte) y un 65,37% (Sur).
- La orientación que más se beneficia de la estrategia de ventilación mixta a caudal constante es la Sur, y la que menos la Norte. Aun así, la orientación más favorable a nivel de demanda (menor) sigue siendo la Norte. La orientación crítica, por su parte, sigue siendo la Oeste.
- La estrategia de aumentar el caudal de ventilación de la entrepíel de la DFAV a partir de una aportación exterior no supone una mejora muy importante a nivel de temperaturas resultantes máximas obtenidas. Afecta de manera bastante importante a las temperaturas resultantes máximas alcanzadas en la entrepíel (con variaciones de entre el 15% y el 20% según orientación), pero estas diferencias no se trasladan del



mismo modo al interior del edificio, que mantiene sus temperaturas resultantes máximas bastante constantes (con diferencias de entre el 1% y el 3%, según zona y orientación).

- Aumentando el caudal de ventilación, la reducción de la demanda de refrigeración y la mejora de las condiciones de confort son notables, pero la ventilación continua sin control conlleva un aumento de la demanda de calefacción y, sobre todo, un empeoramiento de las condiciones de confort térmico por la parte baja del rango de temperaturas no admisibles.

#### **9.2.9 Respecto a las simulaciones con ventilación mixta a caudal medio y alto**

- La estrategia de ventilación uniforme durante todas las horas de funcionamiento del edificio no es efectiva. Esto es debido a que, a pesar de la disminución que experimentan la demanda de refrigeración y sus cargas pico asociadas, así como el número de horas en que los espacios ocupados están por encima de la temperatura de confort de 26°C, se produce un aumento significativo de la demanda y de las cargas pico de calefacción asociadas y, sobre todo, un empeoramiento no admisible de las condiciones de confort térmico por debajo de los 21°C.
- A nivel de reducción de la demanda de refrigeración, puede aumentarse el caudal de ventilación de la entrepíel únicamente hasta un cierto punto, a partir del cual las mejoras experimentadas son muy reducidas. Se ha visto que este caudal máximo se encuentra, para el caso analizado, en torno a los 12 kg/s (asociado a una velocidad del aire de ventilación de 4 m/s).

#### **9.2.10 Respecto a las simulaciones con ventilación mixta variable función de las necesidades de climatización del espacio interior**

- La aplicación de una estrategia de ventilación mixta a caudal variable en función de las necesidades de frío o calor de los espacios ocupados supone una mejora notable a nivel de reducción de la demanda de climatización global del edificio, pero únicamente respecto al caso sin ventilar. Las mejoras respecto a los casos con la DFAV ventilada (con recirculación o no) con un caudal elevado de aire exterior son escasas.
- Respecto a los casos base sin ventilar, la mejora más importante se da para la orientación Sur –con una disminución de la demanda de climatización del 22,74%–, y la menor es la correspondiente a la orientación Norte, que presenta una disminución del 12,64%.
- De las estrategias de simulación planteadas, el caso teóricamente óptimo –correspondiente a un caudal de recirculación función de la temperatura de la DFAV y del ambiente interior, y a un caudal de aportación exterior impulsado sólo si la temperatura del aire interior es mayor de 22°C– presenta unas mejoras despreciables (sólo un 0,07%) respecto al caso de hacer una recirculación constante y variar la aportación exterior del mismo modo. Por ello se ha descartado esta estrategia de ventilación, debido al incremento de costes que supondría su implantación en el edificio.
- Los resultados del caso óptimo prácticamente no difieren respecto los de la alternativa de ventilación todo exterior (sin recirculación). Para justificar la incorporación de un

sistema de recirculación del aire interior debería analizarse detalladamente el nivel de confort térmico alcanzado en los espacios interiores, para poder tomar la decisión de si se mantiene el sistema de ventilación mixta o si únicamente se instala un sistema de aportación de aire exterior para ventilar la entrepíel de la DFAV.

- En relación con la comparativa con el modelo con muro cortina equivalente, se demuestra que la demanda de refrigeración del edificio es mayor (entre un 18,93% para la orientación Norte y un 34,91% para la Sur) que en el caso con la DFAV sin ventilar. Esta diferencia aumenta notablemente (entre un 36,14% y un 74,62%, para las mismas orientaciones) en el caso de la doble fachada con ventilación óptima. Esta diferencia proviene fundamentalmente del hecho que las cargas solares asociadas al modelo con muro cortina son más elevadas (un 50% mayores para la orientación Sur) que las del modelo con DFAV, ya que ésta sirve de pantalla para la radiación solar incidente. Este efecto resulta más influyente en la demanda global que el posible efecto invernadero que sufre el edificio con DFAV debido al calentamiento del aire de la entrepíel en el caso no ventilado. Por ello, debería recomendarse, a nivel de reducción de la demanda de climatización, la instalación del sistema de doble fachada frente a un muro cortina tradicional en un edificio como el analizado.

#### **9.2.11 Respecto a la utilización de un vidrio bajo emisivo en la piel interior de la DFAV**

- El comportamiento del edificio empeora al sustituir el vidrio interior por uno bajo emisivo ya que, a pesar de que ocasiona una disminución de la demanda de calefacción de los espacios, ésta es proporcionalmente tan poco importante que no puede compensar el incremento de la demanda de refrigeración asociado. Este incremento se produce porque la utilización de un vidrio más aislante en la piel interior del edificio limita las pérdidas de calor a través de la fachada, lo que es perjudicial en un caso como el analizado, donde interesa favorecer la evacuación del calor acumulado en el interior del edificio a través de los cerramientos.
- Los incrementos de demanda respecto al caso base analizado se mueven entre un mínimo del 2,87% para la orientación Este y un máximo del 4,96% para la Sur. Esto prueba que, en ocasiones, la utilización de un vidrio de mayor calidad y mejores características ópticas no supone un beneficio claro en cuanto a la disminución de la demanda del edificio en el cuál se instala.

#### **9.2.12 Respecto a la utilización de un vidrio transparente en la piel exterior de la DFAV**

- Las diferencias en las demandas de climatización del edificio respecto al caso base son muy importantes, lo que indica que el factor solar del vidrio exterior es un parámetro fundamental en el comportamiento termoenergético del edificio.
- La utilización de un vidrio transparente en la piel exterior disminuye de una manera muy importante (entre un 39% y un 80% aproximadamente) las demandas de calefacción, al permitir el acceso al interior del edificio de una mayor fracción de la radiación solar incidente sobre la fachada. Sin embargo, el aumento en la demanda de refrigeración –por este mismo motivo– es dramático, de manera que no se compensa por la mejora experimentada en la calefacción. Esto conduce a aumentos en la demanda global del edificio de entre un 39,05% para la orientación Norte (la menos

expuesta a la radiación solar y, por lo tanto, la más independiente a las características ópticas de los vidrios) y un 87,85% para la orientación Sur.

- En edificios con fachadas altamente vidriadas situados en entornos de elevada radiación solar como el mediterráneo, la utilización de vidrios que controlen la introducción de radiación solar en el interior del edificio es básica para el control de la demanda de climatización del mismo (y, de manera directa, para el control de las temperaturas alcanzadas en los espacios interiores ocupados).

### **9.2.13 Respecto a las pruebas sobre las zonificaciones definidas para el modelo de simulación**

- Respecto a la zonificación indicada por el estándar ASHRAE, se comprueba la diferenciación de comportamiento termoenergético entre las zonas perimetrales y las interiores.
- Respecto a la zonificación indicada por el RITE, la zona interior presenta un ratio de carga solar respecto a cargas internas menor que la zona interior definida en ASHRAE.
- En este aspecto, la zonificación definida en RITE es más adecuada a la hora de proponer la zona idónea –a nivel de comportamiento térmico– en la que sería preferible que se desarrollase la actividad del edificio.
- En ninguna de las dos zonificaciones se cumple el hecho que la zona interior presente únicamente demanda de refrigeración durante todo el año (o que su demanda de calefacción sea despreciable), ya que la carga solar sigue siendo importante también en la zona de exclusión de la fachada.
- La importancia relativa de la carga solar es muy importante en la zona perimetral (en contacto con la fachada), y va disminuyendo a medida que nos adentramos en el interior del espacio ocupado a favor de las cargas internas, que son uniformes en todas las zonas.
- Al llegar a una profundidad de 6 metros la carga solar representa un 10% de las cargas internas, y al llegar a los 9 metros representa un 6% de las cargas internas, de manera que sí podría considerarse que la demanda de climatización de la zona será independiente de la fachada. Estas dimensiones, sin embargo, son superiores a los 3 metros que indica el estándar ASHRAE como zona de influencia de la fachada.
- Se concluye que, para una fachada totalmente acristalada como la tipología analizada, localizada en un clima de alta radiación solar como el mediterráneo, la influencia que ejerce dicha fachada sobre las cargas térmicas del edificio se extiende más allá de los primeros 3 metros que indica el estándar ASHRAE.
- Teniendo en cuenta que la carga solar depende directamente y en gran medida del factor solar de la fachada, puede decirse que contra mayor sea dicho factor solar la influencia de la fachada será importante hasta una profundidad mayor. Podríamos encontrarnos casos en los que no se diera la existencia de esta “zona interior” cuyo comportamiento energético fuera independiente de la fachada.
- Para una oficina de dimensiones normales, puede decirse que la fachada es el elemento clave que define el comportamiento termoenergético del edificio, de manera

que su correcto diseño es clave para conseguir minimizar el consumo energético del edificio y conseguir las mejores condiciones de confort térmico interior posibles.

#### **9.2.14 Respecto a la estratificación de temperaturas de los espacios interiores**

- Existe una clara estratificación de temperaturas con la altura, de manera que la diferencia entre el nivel inferior y el superior a la hora crítica de temperatura máxima (día 247, 15 h) es de 3,3°C.
- El gradiente vertical térmico en el caso crítico presentado es superior a los 3°C, valor indicado por la norma ISO 7730 como el límite aceptable para una persona sentada y actividad sedentaria.
- A pesar de comprobarse que el programa TAS permite determinar de manera genérica el patrón de distribución de temperaturas en los espacios, es evidente que no es un programa pensado para realizar un análisis exhaustivo en este ámbito.
- Para estimar y cuantificar de algún modo el nivel de confort de los espacios ocupados, es necesario buscar un método alternativo al análisis de esta estratificación de temperaturas.

#### **9.2.15 Respecto al análisis del grado de confort térmico interior**

- El Método Fanger es una metodología útil y de aplicación generalizada para la estimación del confort térmico de espacios interiores ocupados.
- En el modelo analizado, la mayoría de valores que se encuentran fuera del rango considerado de confort ( $-0,5 \leq PMV \leq 0,5$ ) son positivos para los casos con muro cortina y DFAV sin ventilar, lo que indica que su ambiente térmico en general tiende a ser caluroso. En los casos de DFAV ventilada, en cambio, no hay una diferencia significativa entre los valores fuera del rango, siendo muy similares el número de ellos que se encuentra en el rango  $-1 \leq PMV \leq 0,5$  –lo que indica ambiente fresco– y los que se encuentran en el rango positivo  $0,5 \leq PMV \leq 1$  –lo que indica ambiente cálido–.
- La mayor mejora (la reducción más importante en el índice PMV) se da al pasar del modelo con muro cortina (con un porcentaje de horas fuera del rango de confort entre el 3,78% para la orientación Norte y el 29,12% para la Oeste) al modelo con DFAV (cuyo porcentaje fuera de confort va del 0,46% para la orientación Norte al 11,96% para la Oeste). También hay cierta mejora al pasar de la DFAV sin ventilar a la DFAV ventilada con aire exterior, presentando los mejores resultados de mejora la orientación Oeste (pasando a un valor de horas fuera de rango del 6,93%) y los menores la Norte. A partir de aquí, las mejoras en el PMV son bastante limitadas.
- Para el caso con el muro cortina, se supera ampliamente el 10% de usuarios no satisfechos para las orientaciones Sur, Este y Oeste (presentando picos del 80% de insatisfechos para la orientación Oeste).
- El porcentaje de horas ocupadas en las que hay entre un 0% y un 10% de usuarios insatisfechos va del 70,19% (Oeste) al 95,82% (Norte) para el caso con muro cortina, del 87,45% (Oeste) al 98% (Norte) para el caso de la DFAV sin ventilar y del 95,41% (Oeste) al 99,46% (Norte) para el caso ventilado con vidrio interior bajo emisivo.

- El análisis de los índices PMV y PPD pone de manifiesto que la orientación Norte es la más favorable en relación con el confort térmico interior para la tipología de muro cortina, que presenta un porcentaje de horas fuera del rango de confort de tan sólo el 3,78%. Para el resto de casos los resultados son muy similares a los de la orientación Sur, siendo ligeramente peores que éstos para las tres alternativas con la DFAV ventilada. La orientación más desfavorable en todos los casos analizados es la Oeste.
- Este análisis confirma que la utilización de la DFAV permite mejorar las condiciones de confort térmico alcanzadas con una tipología de muro cortina en entorno mediterráneo. En relación con los diferentes tipos de ventilación de la entrepel de la DFAV, sólo se observa cierta mejora al pasar de una doble fachada estanca a una ventilada, independientemente de qué estrategia se utilice para realizar esta ventilación. Así, la decisión de emplear un tipo u otro vendrá determinada por el análisis de coste de implantación contra la disminución de la demanda de climatización asociada a cada sistema. Las reducciones de la demanda de climatización obtenidas parecen descartar la instalación del sistema de recirculación de aire interior para ventilar la DFAV, así como de la utilización de vidrios bajo emisivos en la piel interior de la misma.
- Los resultados obtenidos para las diferentes orientaciones, combinados con los que se obtuvieron en el análisis de la disminución de la demanda de climatización del edificio en función de la estrategia de ventilación de la DFAV empleada, indican que la opción más viable sería la utilización de un sistema de ventilación todo exterior de la entrepel de la DFAV, y el empleo de vidrio doble transparente en su piel interior.

### 9.3 FUTURAS LÍNEAS DE INVESTIGACIÓN

- Realización de un modelo analítico exacto para determinar el comportamiento termoenergético de la DFAV. Programación de todas las ecuaciones implicadas en los procesos de transferencia de calor y transferencia másica en un software de análisis que permita obtener resultados exactos en lugar de aproximaciones para los parámetros de interés del sistema (temperaturas, flujos de calor...).
- Comparación de los resultados obtenidos con el modelo analítico exacto respecto al modelo analítico simplificado.
- Análisis de la variación de los resultados obtenidos al modificar los modelos teóricos empleados para definir los coeficientes de transmisión de calor empleados en la modelización analítica.
- Realización de un modelo en CFD del edificio de estudio, con el objetivo de analizar de manera precisa las distribuciones de temperaturas y velocidades del aire –tanto en el interior del edificio como en la entrepel de la doble fachada–.
- Comparación de los resultados del modelo numérico en CFD con el modelo numérico zonal realizado en TAS. Acoplamiento de ambos modelos para obtener los resultados globales de comportamiento termoenergético y fluidodinámico de la DFAV.
- Especificación técnica detallada de los equipos de impulsión de aire empleados para la ventilación de la entrepel de la fachada, tanto el de recirculación del aire de climatización como el equipo auxiliar.

- Análisis del coste de instalación y mantenimiento anual que supondría el equipo de ventilación de la entrepel de la fachada propuesto.
- Análisis del ahorro económico potencial que supondría, debido a la reducción de las demandas de climatización del edificio, la implantación del sistema de ventilación de la entrepel de la DFAV.
- Análisis de viabilidad económica de la implantación de dicho sistema de ventilación, con el cálculo del periodo de retorno de la inversión, así como el cálculo de otros índices financieros básicos.
- Realización de una o diversas propuestas de diseño constructivo, para su aplicación en un edificio de oficinas real con tipología constructiva estándar, que dé respuesta al dimensionado y a la implantación del sistema de ventilación óptimo analizado.



**UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE CATALUNYA**



**ESCOLA TÈCNICA SUPERIOR D'ENGINYERIA INDUSTRIAL DE BARCELONA**

**PROGRAMA DE DOCTORADO EN INGENIERÍA DE LA CONSTRUCCIÓN**

**TESIS DOCTORAL**

**OPTIMIZACIÓN TÉRMICA Y ENERGÉTICA DE LA  
DOBLE FACHADA ACRISTALADA CON VENTILACIÓN  
MECÁNICA EN CLIMA MEDITERRÁNEO**

Anexos de la tesis

**DOCTORANDA**

**EVA CUERVA CONTRERAS**

**DIRECTOR DE TESIS**

**PERE ALAVEDRA RIBOT**

Dr. Ingeniero Industrial

Barcelona, Julio 2013





## CONTENIDO DE LOS ANEXOS

Contenido de los anexos.....	297
 <b>A. ANÁLISIS MATEMÁTICO DE LA DOBLE FACHADA ACRISTALADA</b>	
A.1. Características térmicas de la doble fachada.....	301
A.2. La doble fachada ventilada.....	303
A.3. Determinación del factor solar.....	307
A.3.1. Fachada ventilada.....	307
A.3.2. Doble fachada sin ventilar.....	310
A.3.3. Doble fachada ventilada con poco caudal de aire.....	312
A.3.4. Doble fachada ventilada con vidrio exterior simple y vidrio interior doble...	313
A.4. Estimación de la temperatura en el espacio entre vidrios.....	317
A.4.1. Doble fachada sin ventilar.....	317
A.4.2. Doble fachada ventilada.....	322
A.5. Ejemplos.....	323
A.5.1. Ejemplo 1.....	323
A.5.2. Ejemplo 2.....	324
A.5.3. Ejemplo 3.....	325
A.5.4. Ejemplo 4.....	325
A.5.5. Ejemplo 5.....	326
A.5.6. Ejemplo 6.....	327
A.5.7. Ejemplo 7.....	329
A.5.8. Ejemplo 8.....	329
A.5.9. Cuadro comparativo de los resultados de los Ejemplos A.5.5. a A.5.8.....	330
A.6. Resumen.....	330
A.7. Justificación de las ecuaciones A.1 a A.3.....	336
A.8. Conclusiones.....	339
 <b>B. BASES TEÓRICAS DEL SOFTWARE DE SIMULACIÓN TÉRMICA TAS EDSL</b>	
B.1. Principios de simulación.....	341
B.2. Tratamiento de la conducción.....	344
B.2.1. Algoritmo de conducción empleado por Tas.....	344
B.2.2. Procedimiento de cálculo.....	345
B.3. Tratamiento de la convección.....	346

B.3.1.	Convección exterior.....	346
B.3.2.	Convección interior.....	346
B.4.	Tratamiento de la radiación de onda larga.....	346
B.4.1.	Radiación de onda larga exterior.....	346
B.4.2.	Radiación de onda larga interior.....	347
B.5.	Tratamiento de la radiación solar.....	347
B.5.1.	Radiación solar incidente en el edificio.....	347
B.6.	Ganancias internas.....	348
B.6.1.	Ganancias de calor por condiciones internas.....	348
B.6.2.	Ganancias de calor por ventilación e infiltraciones.....	348
B.7.	Metodología de resolución.....	348
	REFERENCIAS.....	352

## **C. DETERMINACIÓN DE LA PROFUNDIDAD DE LOS ESPACIOS AFECTADOS POR LA RADIACIÓN SOLAR INCIDENTE**

C.1.	Procedimiento de cálculo.....	353
------	-------------------------------	-----

## **D. CARACTERÍSTICAS DE LOS MATERIALES Y SISTEMAS UTILIZADOS EN LOS MODELOS SIMULADOS**

D.1.	Introducción.....	357
D.2.	Fachada.....	358
D.2.1.	Características de la composición.....	358
D.2.2.	Características de los componentes.....	358
D.2.2.1.	Acabado interior.....	358
D.2.2.2.	Primera hoja.....	358
D.2.2.3.	Aislante.....	359
D.2.2.4.	Segunda hoja.....	359
D.2.2.5.	Acabado exterior.....	359
D.3.	Cubierta.....	359
D.3.1.	Características de la composición.....	359
D.3.2.	Características de los componentes.....	360
D.3.2.1.	Acabado interior.....	360
D.3.2.2.	Aislante.....	360
D.3.2.3.	Cámara aire.....	360
D.3.2.4.	Cámara impermeabilizante.....	361
D.3.2.5.	Acabado exterior.....	361
D.4.	Medianera.....	361

D.4.1.	Características de la composición.....	361
D.4.2.	Características de los componentes.....	361
D.4.2.1.	Acabado interior.....	362
D.4.2.2.	Aislante.....	362
D.4.2.3.	Hoja cerámica.....	362
D.4.2.4.	Acabado exterior.....	362
D.5.	Solera.....	363
D.5.1.	Características de la composición.....	363
D.5.2.	Características de los componentes.....	363
D.5.2.1.	Acabado interior.....	363
D.5.2.2.	Losa de hormigón.....	363
D.5.2.3.	Capa intermedia.....	364
D.5.2.4.	Terreno.....	364
D.6.	Falso techo.....	364
D.6.1.	Características de la composición.....	364
D.6.2.	Características de los componentes.....	365
D.6.2.1.	Acabado interior.....	365
D.6.2.2.	Aislante.....	365
D.6.2.3.	Cámara aire.....	365
D.6.2.4.	Acabado exterior.....	365
D.7.	Suelo oficina.....	366
D.7.1.	Características de la composición.....	366
D.7.2.	Características de los componentes.....	366
D.7.2.1.	Acabado interior.....	366
D.7.2.2.	Mortero agarre.....	366
D.7.2.3.	Forjado.....	367



# ANÁLISIS MATEMÁTICO DE LA DOBLE FACHADA ACRISTALADA

## A.1 CARACTERÍSTICAS TÉRMICAS DE LA DOBLE FACHADA

El flujo de calor por efecto de la radiación solar a través de una fachada transparente se puede descomponer en dos términos diferenciados. Una primera parte, eminentemente radiativa, es la debida a la fracción de la radiación solar que pasa al interior del edificio debida al efecto de la transmitancia del vidrio del cerramiento. Una segunda parte será de tipo convectivo y corresponderá al efecto que la absorbancia de los elementos constitutivos de la fachada transparente tiene sobre la transmisión por conducción y convección hacia el interior del edificio.

Si  $\tau$  es la transmitancia total de la fachada transparente, la parte de la radiación solar  $I$  ( $\text{W/m}^2$ ) que pasa al interior del edificio será:  $\tau \cdot I$

A continuación se presenta un análisis para determinar esta parte convectiva. El análisis se lleva a cabo en una fachada de un edificio climatizado, estando constituida la fachada por dos elementos acristalados de características definidas separados por un espacio de aire cerrado de dimensiones superiores a los 100 mm, de manera que no se puede considerar como una cámara de aire. En el espacio así definido existen corrientes de convección de aire.

Un caso particular, que aquí no se considera, es el que supone el elemento acristalado interior, que configura el cerramiento del edificio, como formado por una fachada convencional, es decir, formado por un muro con ventanas. Aquí se considera el cerramiento del edificio formado por un muro cortina totalmente acristalado y un elemento de vidrio en el exterior, que constituye la doble fachada.

La radiación solar que incide sobre el vidrio exterior es parcialmente transmitida a través suyo, incidiendo a continuación sobre el vidrio interior. Entonces, ésta es parcialmente reflejada y absorbida por el vidrio interior, y parcialmente transmitida a través suyo, llegando al interior del edificio.

Siguiendo el camino de la radiación solar sobre la fachada, se pueden definir las diferentes superficies ópticas de los componentes de la fachada considerando unos índices de 1 hasta 4:

- superficie 1: la cara exterior del vidrio exterior
- superficie 2: la cara interior del vidrio exterior
- superficie 3: la cara opuesta a la 2 en el espacio entre vidrios o cara “exterior” del vidrio interior
- superficie 4: la cara “interior” (en contacto con el espacio interior del edificio) del vidrio interior

Las características ópticas del vidrio exterior se designan con el subíndice *e*, mientras que las del vidrio interior con *i*. Así, se definen las características radiantes térmicas: reflectancias  $\rho$  de las superficies exteriores de los vidrios, las absorbancias  $\alpha$  de estas superficies y las transmitancias  $\tau$  de cada uno de los vidrios.

La transmitancia global de la doble fachada (o porcentaje de radiación incidente que pasa a través de los dos vidrios) es:

$$\bar{\tau} = \frac{\tau_o \cdot \tau_i}{1 - \rho_2 \cdot \rho_3} \quad (\text{Ecuación A.1})$$

Los dos vidrios absorben una parte de la radiación incidente en cada uno de ellos, de manera que las absorbancias efectivas son consecuencia de los valores de las absorbancias específicas de las caras 1, 2 y 3, de las reflectancias correspondientes de las caras 2 y 3 y, finalmente, también de la transmitancia del vidrio exterior. Estas absorbancias globales son:

$$\alpha_o = \alpha_1 + \alpha_2 \frac{\tau_o \cdot \rho_3}{1 - \rho_2 \cdot \rho_3} \quad (\text{Ecuación A.2})$$

$$\alpha_i = \alpha_3 \frac{\tau_o}{1 - \rho_2 \cdot \rho_3} \quad (\text{Ecuación A.3})$$

Estas expresiones se justifican al final de este anexo.

Los coeficientes de transmisión de calor entre los vidrios y el exterior y el interior son:

- $h_o$ , convección entre vidrio exterior y ambiente exterior, que se puede tomar como 22.7 W/m<sup>2</sup>K

- $h'_s$ , convección en el espacio entre vidrios, que se puede estimar como igual a la mitad del que se tiene en un ambiente sin movimiento de aire importante. Se puede considerar igual a  $4.5 \text{ W/m}^2\text{K}$  (caso de vidrios sin recubrimiento de baja emisividad).
- $h_i$ , convección entre el vidrio interior y el ambiente interior del edificio, que se puede considerar igual a  $9.0 \text{ W/m}^2\text{K}$
- $h_s$ , convección entre el vidrio exterior y el espacio entre vidrios, que se puede considerar igual al  $h_i$  anterior, o sea  $9.0 \text{ W/m}^2\text{K}$

En este análisis se considera despreciable la resistencia térmica de los vidrios o, lo que es lo mismo, se considera que los dos vidrios son simples. Con esto, el coeficiente global  $U$  del conjunto de los dos vidrios y del espacio entre ellos puede decirse que es:

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_o} + \frac{1}{h'_s} + \frac{1}{h_i}$$

Por ejemplo, una doble fachada está formada por un vidrio exterior transparente con características:

$$\tau_o = 0.80 \quad \alpha_1 = \alpha_2 = 0.13 \quad \rho_1 = \rho_2 = 0.07$$

y un vidrio interior con características:

$$\tau_i = 0.12 \quad \alpha_3 = 0.18 \quad \rho_3 = 0.7$$

que permiten calcular la transmitancia total de la doble fachada y las absorbancias globales de los vidrios:

$$\bar{\tau} = 0.101 \quad \alpha_o = 0.207 \quad \alpha_i = 0.151$$

Considerando los valores de los coeficientes de transmisión por convección  $h$  según se ha comentado antes, el coeficiente global de transmisión de calor  $U$  resulta ser:

$$U = 2.65 \text{ W/m}^2\text{K}$$

## A.2 LA DOBLE FACHADA VENTILADA

La ventilación vertical normalmente será natural (convectiva), a pesar de que se podrá forzar aire de expulsión del edificio. La ventilación horizontal será siempre forzada, en principio de manera uniforme.

El análisis del funcionamiento es válido tanto para el caso vertical como para el caso horizontal. Los vidrios exterior e interior tienen temperaturas que varían en sentido vertical (en el caso de ventilación vertical) o en horizontal (en el caso de ventilación horizontal), siguiendo el movimiento del flujo de aire de ventilación. Las absorbancias de los vidrios son parcialmente responsables de su calentamiento.



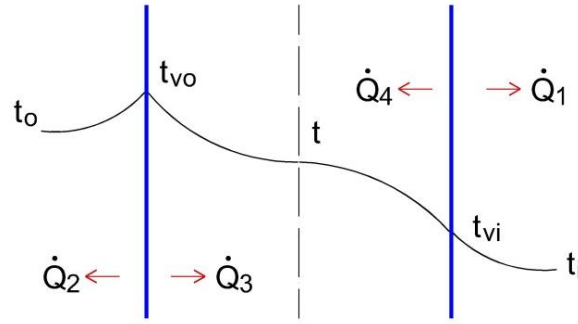


Figura B.1. Perfiles de temperatura y flujos de calor en la DFAV

El subíndice *o* corresponde al vidrio exterior y el *i* al interior, ambos considerados como vidrios simples. Las diferentes temperaturas son:

$t_o$ , la del aire exterior

$t_i$ , la del aire en el interior del edificio

$t$ , la del aire entre los vidrios

$t_{vo}$ , la superficial del vidrio exterior

$t_{vi}$ , la superficial del vidrio interior

Los flujos de calor entre el vidrio y el aire (globales) son:

$\dot{Q}_1$ , al interior del edificio

$\dot{Q}_2$ , al exterior

$\dot{Q}_3$  y  $\dot{Q}_4$ , en el espacio entre los vidrios

En situación de equilibrio térmico en el conjunto, y siendo  $I$  ( $\text{W/m}^2$ ) la radiación solar incidente, el balance térmico aplicado a un elemento diferencial del vidrio exterior (y, por lo tanto, de la fachada)  $ds$  ( $\text{m}^2$ ) será:

$$I \cdot \alpha_o \cdot ds = d\dot{Q}_2 + d\dot{Q}_3 \quad (\text{Ecuación A.4})$$

y en el vidrio interior:

$$I \cdot \alpha_i \cdot ds = d\dot{Q}_1 + d\dot{Q}_4 \quad (\text{Ecuación A.5})$$

Entendiendo que  $\alpha$  es la absorbancia de los vidrios (Ec. A.2 y A.3) y que ambas se refieren a la intensidad  $I$ , los valores de los flujos de calor  $d\dot{Q}_i$  son:

$$d\dot{Q}_1 = h_i (t_{vi} - t_i) \cdot ds$$

$$d\dot{Q}_2 = h_o (t_{vo} - t_o) \cdot ds$$

$$d\dot{Q}_3 = h_s (t_{vo} - t) \cdot ds$$

$$d\dot{Q}_4 = h_s(t_{vi} - t) \cdot ds$$

con  $h_i$  los coeficientes de transmisión de calor por convección entre los vidrios y el aire.

De las ecuaciones (A.4) y (A.5) puede observarse que:

$$t_{vo} = \frac{I \cdot \alpha_o + h_o \cdot t_o}{h_o + h_s} + \frac{h_s}{h_o + h_s} \cdot t = A + \frac{h_s}{h_o + h_s} \cdot t$$

$$t_{vi} = \frac{I \cdot \alpha_i + h_i \cdot t_i}{h_i + h_s} + \frac{h_s}{h_i + h_s} \cdot t = B + \frac{h_s}{h_i + h_s} \cdot t$$

Siendo, para simplificar:

$$A = \frac{I \cdot \alpha_o + h_o \cdot t_o}{h_o + h_s} \quad B = \frac{I \cdot \alpha_i + h_i \cdot t_i}{h_i + h_s}$$

Para que haya transmisión de calor entre los vidrios y el aire de ventilación ha de cumplirse la condición que la temperatura de los vidrios sea superior a la del aire en cada sección del espacio entre vidrios, es decir:

$$t_{vo} - t = \frac{A - h_o \cdot t}{h_o + h_s} \quad t_{vi} - t = \frac{B - h_i \cdot t}{h_o + h_i}$$

lo que supone que la temperatura  $t$  tendrá que ser:

$$t < \frac{A \cdot (h_o + h_s)}{h_o} \quad t < \frac{B \cdot (h_o + h_i)}{h_o}$$

La introducción de aire de ventilación en el espacio entre los vidrios, en forma de un caudal másico  $\dot{m}$  (kg/s)  $\neq 0$ , se analiza realizando el balance térmico en un volumen de sección igual a la del conducto entre vidrios y superficie igual a  $dS$ , considerando que en este volumen el aire de ventilación se calienta un  $dt$  al pasar en contacto con los vidrios calientes, después de que estos hayan absorbido parte de la radiación solar incidente:

$$d\dot{Q}_3 + d\dot{Q}_4 = c_p \cdot \dot{m} \cdot (t + dt - t)$$

$$h_s \cdot (t_{vo} - t) \cdot dS + h_s \cdot (t_{vi} - t) \cdot dS = c_p \cdot \dot{m} \cdot dt$$

$$h_s \cdot (t_{vo} + t_{vi} - 2t) \cdot dS = c_p \cdot \dot{m} \cdot dt$$

Siendo la ecuación diferencial:

$$\frac{dS}{c_p \cdot \dot{m}} \cdot h_s = \frac{dt}{t_{vo} + t_{vi} - 2t}$$

El denominador del segundo miembro es:

$$t_{vo} + t_{vi} - 2 \cdot t = A + \frac{h_s \cdot t}{h_o + h_s} + B + \frac{h_s \cdot t}{h_i + h_s} - 2 \cdot t$$

de manera que puede ponerse:

$$t_{vo} + t_{vi} - 2t = A + B - (2 - C) \cdot t$$

tomando:

$$C = \frac{h_s}{(h_o + h_s)} + \frac{h_s}{(h_i + h_s)}$$

Si el aire entra en la fachada a una temperatura  $t_o$  (igual a la temperatura exterior o a la del aire de extracción del edificio, por ejemplo), al llegar al final del conducto entre los vidrios (o, lo que es lo mismo, al final de la fachada ventilada) la superficie  $S$  a considerar será igual al producto de la profundidad de la fachada por su altura (en el caso de ventilación vertical) o bien al producto de la altura de la fachada por su longitud (en el caso de ventilación horizontal). La integración es:

$$\frac{h_s}{c_p \cdot \dot{m}} \int_0^S dS = \int_{t_o}^t \frac{dt}{A + B - (2 - C)t}$$

La solución será de la forma:

$$\frac{h_s}{c_p \cdot \dot{m}} \cdot S = \left\{ -\frac{1}{2 - C} \ln [A + B - (2 - C) \cdot t] \right\}_{t_o}^t$$

O sea:

$$\frac{h_s}{c_p \cdot \dot{m}} \cdot \dot{m} = \frac{1}{2 - C} \ln \frac{A + B - (2 - C)t_o}{A + B - (2 - C)t}$$

De aquí resulta:

$$t = \frac{A + B}{2 - C} + \left( t_o - \frac{A + B}{2 - C} \right) e^{-\frac{(2 - C)h_s}{c_p \cdot \dot{m}} \cdot S}$$

Que, haciendo:  $\mathcal{G} = \frac{A + B}{2 - C}$   $a = \frac{(2 - C)h_s}{c_p \cdot \dot{m}}$

Se puede escribir como:

$$t = \mathcal{G} + (t_o - \mathcal{G}) \cdot e^{-a \cdot S} \quad (\text{Ecuación A.6})$$

Si el caudal de aire es próximo a  $\dot{m} = 0$ , el valor de la temperatura será:  $t = \mathcal{G}$ . Si el caudal de aire  $\dot{m}$  tiende a infinito, la temperatura será:  $t = t_o$ .

De la expresión anterior puede escribirse:

$$\frac{\vartheta - t}{\vartheta - t_o} = e^{-a \cdot S} \quad (\text{Ecuación A.6bis})$$

En el caso que el valor del coeficiente  $a$  sea muy pequeño (y resulte también  $a \cdot S$  muy pequeño), puede desarrollarse la función:

$$f(x) = e^{-a \cdot S} = e^{-x}$$

en serie de Mc Laurin:

$$f(x) = f(0) + x \cdot f'(0) + \frac{1}{2} \cdot x^2 \cdot f''(0) + \dots$$

$$f(x) = e^{-0} - a \cdot S \cdot e^{-0} + \frac{1}{2} \cdot (a \cdot S)^2 \cdot e^{-0} - \dots$$

Que, tomando sólo los dos primeros términos y aceptando el error cometido, se reduce a:

$$e^{-a \cdot S} = 1 - a \cdot S$$

de tal manera que puede escribirse:

$$\frac{\vartheta - t}{\vartheta - t_o} = 1 - a \cdot S \quad (\text{Ecuación A.7})$$

o sea:

$$t = t_o + (\vartheta - t_o) \cdot a \cdot S \quad (\text{Ecuación A.7bis})$$

La comparación entre las ecuaciones (A.6 bis) y (A.7) permite ver que la aproximación (A.7) da valores de:

$$\frac{\vartheta - t}{\vartheta - t_o}$$

Siempre inferiores a los exactos obtenidos de la ecuación (A.6 bis). Si es admisible un error inferior al 7,5%, la aproximación anterior ( $e^{-a \cdot S} = 1 - a \cdot S$ ) será aceptable para los valores corrientes de los coeficientes  $C$  y  $h_s$  siempre que la relación  $\frac{\dot{m}}{S}$  sea de un orden de magnitud igual o superior a 0.033 (kg/s m<sup>2</sup>).

### A.3. DETERMINACIÓN DEL FACTOR SOLAR

#### A.3.1 Fachada ventilada

Para determinar el factor solar del conjunto es necesario calcular el flujo de calor hacia el interior del edificio, o sea el valor de  $\dot{Q}_1$ .

$$\dot{Q}_1 = \int_0^S h_i (t_{vi} - t_i) dS = h_i \int_0^S \left( B + \frac{h_s}{h_i + h_s} \cdot t - t_i \right) \cdot dS = h_i (B - t_i) \cdot S + h_i \int_0^S \frac{h_s}{h_i + h_s} \cdot t \cdot dS$$

El valor de la integral:

$$I = \int_0^S t \cdot dS$$

Puede obtenerse del valor de  $t$  dado por la ecuación (6) anterior:

$$I = \int_0^S \left[ \vartheta + (t_o - \vartheta) e^{-a \cdot S} \right] \cdot dS = \vartheta \cdot S + (t_o - \vartheta) \left( -\frac{1}{a} \right) \left[ e^{-a \cdot S} \right]_0^S = \vartheta \cdot S + \frac{\vartheta - t_o}{a} (e^{-a \cdot S} - 1) \text{ De manera que:}$$

$$\dot{Q}_1 = h_i (B - t_i) \cdot S + \frac{h_i \cdot h_s}{h_i + h_s} \left[ \vartheta \cdot S + \frac{(\vartheta - t_o)}{a \cdot S} (e^{-a \cdot S} - 1) \cdot S \right] \quad (\text{Ecuación A.8})$$

Si el caudal de aire de ventilación es muy importante ( $a \cdot S \sim 0$ ), puede aceptarse la aproximación:

$$e^{-a \cdot S} = 1 - a \cdot S$$

de tal manera que resultará:

$$\dot{Q}_1 = h_i (B - t_i) \cdot S + \frac{h_i \cdot h_s}{h_i + h_s} \cdot t_o \cdot S$$

Que, como puede verse, resulta independiente de la ventilación, ya que el caudal está incorporado en el coeficiente  $a$ , que aquí ha desaparecido.

Analizando el valor de  $(B - t_i)$ , puede determinarse la forma del factor solar. Efectivamente, la diferencia anterior es:

$$B - t_i = \frac{I \cdot \alpha_i - h_s \cdot t_i}{h_i + h_s}$$

Con esto, el flujo por convección hacia el interior del edificio debido a la absorción de la radiación solar será:

$$\dot{Q}_1 = I \cdot \alpha_i \cdot \frac{h_i}{h_i + h_s} \cdot S + U_i (t_o - t_i) \cdot S$$

que se descompone en dos partes:

- parte asimilable a radiante:  $\dot{Q}_{1r} = I \cdot \alpha_i \cdot \frac{h_i}{h_i + h_s} \cdot S$

- parte puramente convectiva:  $\dot{Q}_{1c} = U_i (t_o - t_i) \cdot S$

El factor solar será la parte radiante debida a la absorción más la parte radiante debida a la transmisión de la radiación a través de los dos vidrios, todo dividido por la intensidad de la radiación incidente en el momento del análisis (día y hora y orientación de la fachada), y referido a la unidad de superficie de la fachada. Así, el factor solar de la fachada ventilada con

un caudal muy importante (caso que la relación  $\dot{m}/S$  sea de un orden de magnitud igual o superior a 0.033 (kg/s·m<sup>2</sup>)), será:

$$FS = \bar{\tau} + \alpha_i \frac{h_i}{h_i + h_s} = \bar{\tau} + \alpha_i \frac{U_i}{h_s} \quad (\text{Ecuación A.9})$$

Cabe recordar que el valor del coeficiente  $U_i$  es el de un vidrio simple, tal y como indica la expresión anterior. Este coeficiente es también el responsable de la parte convectiva del flujo de calor debido a la radiación.

En el cálculo del flujo de calor hacia el interior del edificio se utilizará el factor solar definido de este modo que, como puede verse, es parcialmente independiente de las características del vidrio exterior. A efectos de la cantidad de calor que pasa al interior del edificio, el comportamiento es como si el vidrio exterior tan sólo existiera en relación a la parte radiante de la transmisión de calor a través de los vidrios mediante el valor  $\tau$  de la transmitancia del conjunto de la doble fachada. Por eso en el cálculo de la participación convectiva de los vidrios se considerará que tan sólo existe un vidrio (el interior), protegido por el vidrio exterior, de tal manera que el coeficiente de transmisión por convección no tendrá el efecto del viento en la cara exterior  $h_o$ .

Si el aire de ventilación es aire de expulsión del edificio no habrá parte convectiva, ya que la temperatura  $t_o$  será igual a la interior  $t_i$ .

#### Notas:

1 - La cantidad de calor a través de una fachada de una sola piel puede obtenerse a partir de la anterior si se considera que no existe el vidrio exterior, de manera que será  $h_s = h_o$  y  $U_i = U$  (coeficiente de transmisión de calor del único vidrio). Con esto, se tendrá que:

$$\frac{\dot{Q}_1}{S} = I \cdot \alpha_i \cdot \frac{h_i}{h_i + h_o} + U(t_o - t_i) = I \cdot \alpha_i \cdot \frac{U}{h_o} + U(t_o - t_i)$$

Puede comprobarse que esta expresión es la que aparece en ASHRAE Fundamentals, Cap. Fenestration (1993).

2 - Si no se utiliza la aproximación anterior al valor de  $e^{-a \cdot S}$ , en el caso de la ventilación natural vertical no se conocerá a priori el caudal  $\dot{m}$ , ya que éste es función de la diferencia de temperaturas del aire entre el exterior y el espacio entre vidrios. Será necesario pues realizar una hipótesis y después recalcular el valor de  $\dot{m}$ , una vez conocida una estimación de la temperatura entre vidrios. En efecto, si la temperatura exterior es:  $T_o = 273 + t_o$  (K), y  $T = 273 + t$  es la temperatura del aire entre los vidrios calculada según la metodología anterior, la diferencia de presiones entre exterior e interior será:

$$\Delta p = 3453 \cdot H \cdot \left( \frac{1}{T_o} - \frac{1}{T} \right) (\text{Pa})$$

siendo  $H$  la altura de los vidrios de la fachada.

Con esta  $\Delta p$  habrá una entrada de aire a velocidad  $v$  (m/s) tal que:

$$\Delta p = c_p \cdot \rho \cdot \frac{v^2}{2}$$

Si el área del orificio de entrada del aire de ventilación en el espacio entre vidrios es:  $A = l \cdot h$  ( $l$ , longitud y  $h$  profundidad), el caudal de aire será:

$$\dot{m} = 1.2 \cdot A \cdot v$$

Con este valor se podrá recalcular la temperatura  $t$ , que proporcionará un caudal diferente del primero. La iteración seguirá hasta llegar a una solución satisfactoria. En cualquier caso, el valor del caudal de ventilación será muy pequeño, de manera que podrá considerarse que se trata de un caso de doble fachada sin ventilar.

Probablemente, en el caso de la ventilación natural los valores de  $\frac{\dot{m}}{S}$  serán superiores al valor límite indicado anteriormente para poder aceptar la aproximación:  $e^{-a \cdot S} = 1 - a \cdot S$ .

### A.3.2. Doble fachada sin ventilar

El análisis de la fachada sin ventilar puede obtenerse de la ecuación anterior (8), haciendo que el caudal  $G$  sea cero. Esto hace que el coeficiente  $a = \infty$  de manera que la ecuación quedará:

$$\dot{Q}_1 = h_i(B - t_i) \cdot S + \frac{h_i \cdot h_s}{h_i + h_s} \cdot \mathcal{G} \cdot S$$

El valor de  $\mathcal{G}$  es:  $\mathcal{G} = \frac{A + B}{2 - C}$

teniendo en cuenta que los coeficientes globales de transmisión de los vidrios exterior  $U_o$  e interior  $U_i$ , (vidrios simples) son:

$$U_o = \frac{h_o \cdot h_s}{h_o + h_s} \quad U_i = \frac{h_i \cdot h_s}{h_i + h_s}$$

el valor de:

$$\frac{1}{2 - C} = \frac{h_s}{U_o + U_i}$$

que, teniendo en cuenta los valores de  $A$  y  $B$ , se puede poner como:

$$\frac{\dot{Q}_1}{S} = I \cdot \alpha_o \cdot \frac{U}{h_o} + I \cdot \alpha_i \cdot \left( \frac{U_i}{h_s} + \frac{U_i \cdot U}{h_i \cdot U_o} \right) + U \cdot t_o + \left( \frac{U_i \cdot U}{U_o} - U_i \right) \cdot t_i$$

Considerando que:  $\frac{U_i \cdot U}{U_o - U_i} = -U$

y que:  $\frac{U_i}{h_s} + \frac{U_i \cdot U}{h_i \cdot U_o} = U \left( \frac{1}{h_o} + \frac{1}{h_s} + \frac{1}{h_s} \right) = U \left( \frac{1}{h_o} + \frac{1}{h'_s} \right)$

donde  $h'_s$  corresponde al coeficiente por convección de la cámara entre vidrios, resulta:

$$\frac{\dot{Q}_1}{S} = I \cdot \alpha_o \cdot \frac{U}{h_o} + I \cdot \alpha_i \cdot U \left( \frac{1}{h_o} + \frac{1}{h'_s} \right) + U \cdot (t_o - t_i)$$

Puede comprobarse también que esta expresión, formalmente, es la que aparece en *ASHRAE Fundamentals (1993), Cap. Fenestration*, referida al caso de un vidrio doble con un coeficiente global  $U$ . Cabe remarcar, sin embargo, que en nuestro caso el valor de  $U$  es el correspondiente al coeficiente global de transmisión de la doble fachada formada por vidrios simples. Es decir, el valor de  $U$  es:

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_o} + \frac{1}{h'_s} + \frac{1}{h_i}$$

que es el que corresponde a una composición de dos vidrios simples, uno en el exterior y el otro en el interior. El valor del coeficiente  $h'_s$  correspondiente a la cámara entre los vidrios es función de la emisividad de las superficies de los dos vidrios. Pueden encontrarse valores en *ASHRAE Fundamentals (1993) Cap. Fenestration*. En muchos casos se puede tomar  $h'_s = 4.5 \text{ W/m}^2\text{K}$ .

Así, el flujo de calor por convección a través de la doble fachada sin ventilar se descompone en dos partes:

$$\begin{aligned} \text{- parte asimilable a radiante:} \quad \dot{Q}_{1r} &= I \cdot \alpha_o \cdot \frac{U}{h_o} \cdot S + I \cdot \alpha_i \cdot U \cdot \left( \frac{1}{h_o} + \frac{1}{h'_s} \right) \cdot S \\ \text{- parte puramente convectiva:} \quad \dot{Q}_{1c} &= U (t_o - t_i) \cdot S \end{aligned}$$

De aquí puede extraerse el valor del factor solar, que corresponde a la parte asimilable a radiante debida a la absorción de la radiación más la parte radiante debida a la transmisión de la radiación a través de los dos vidrios, todo dividido por la intensidad de la radiación incidente en el momento del análisis (día y hora y orientación de la fachada) y referido a la unidad de superficie de la fachada. O sea, el factor solar en el caso de la fachada sin ventilación será:

$$FS = \bar{\tau} + \alpha_o \cdot \frac{U}{h_o} + \alpha_i \cdot U \cdot \left( \frac{1}{h_o} + \frac{1}{h'_s} \right) \quad (\text{Ecuación A.10})$$

siendo  $\bar{\tau}$  la transmitancia del conjunto de los dos vidrios, con el valor de  $U$  que se ha indicado antes, o sea:

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_o} + \frac{1}{h'_s} + \frac{1}{h_i}$$

La transmisión total de calor en el vidrio interior  $\dot{Q}_1$  tiene una parte radiante y otra convectiva que, a pesar de que los vidrios tienen una temperatura superior a la temperatura exterior, es proporcional a la diferencia de temperaturas entre exterior e interior.

En el caso de ausencia de ventilación puede darse otra expresión para el valor de:

$$\dot{Q}_1 = h_i (B - t_i) \cdot S + \frac{h_i \cdot h_s}{h_i + h_s} \cdot \mathcal{G} \cdot S$$

teniendo en cuenta que  $\mathcal{G}$  es la temperatura del aire entre vidrios. Efectivamente, como de acuerdo con el valor de  $B$ :



$$B - t_i = \frac{I \cdot \alpha_i - h_s \cdot t_i}{h_i + h_s}$$

puede ponerse:

$$\frac{\dot{Q}_1}{S} = h_i \cdot \frac{I \cdot \alpha_i - h_s \cdot t_i}{h_i + h_s} + \frac{h_i \cdot h_s}{h_i + h_s} \cdot \mathcal{G} = I \cdot \alpha_i \cdot \frac{U_i}{h_s} + U_i \cdot (\mathcal{G} - t_i)$$

donde se ve que en el caso de la doble fachada sin ventilar el flujo de calor hacia el interior del edificio está muy condicionado por el vidrio interior, considerando aquí que:

$$U_i = \frac{h_i \cdot h_s}{h_i + h_s}$$

es el valor del coeficiente de transmisión global del vidrio interior considerado como un vidrio simple.

Puede considerarse que en este caso el flujo es el correspondiente al efecto de la transmitancia de la doble fachada y a los efectos radiante y convectivo debidos a la absorción de la radiación por el vidrio interior de la doble fachada sujeta a una diferencia de temperaturas entre  $\mathcal{G}$  y  $t_i$  con su coeficiente  $U_i$  y el coeficiente de convección del espacio entre vidrios  $h_s$ . Es decir, el flujo de calor se descompone en:

- parte radiante debida a la radiación absorbida:  $\dot{Q}_{1r} = I \cdot \alpha_i \cdot \frac{U_i}{h_s} \cdot S$

- parte convectiva debida a la radiación absorbida:  $\dot{Q}_{1c} = U_i (\mathcal{G} - t_i) \cdot S$

Así, el factor solar es:

$$FS = \bar{\tau} + \alpha_i \cdot \frac{U_i}{h_s}$$

### A.3.3. Doble fachada ventilada con poco caudal de aire

Cuando el caudal de aire por unidad de superficie  $\dot{m}/S$  es inferior a 0.033 kg/s·m<sup>2</sup> la aproximación al valor de:

$$e^{-a \cdot S} = 1 - a \cdot S$$

da errores superiores al 7,5% antes mencionado.

La determinación del factor solar puede hacerse por interpolación entre los factores solares correspondientes a  $\dot{m}/S = 0$  y  $\dot{m}/S = 0.033$ , de manera que si es:

para  $\dot{m}/S = 0.033$   $FS_2 = \tau + \alpha_i \cdot \frac{U_i}{h_s}$

para  $\dot{m}/S = 0$   $FS_1 = \tau + \alpha_o \cdot \frac{U}{h_o} + \alpha_i \cdot U \cdot \left( \frac{1}{h_o} + \frac{1}{h'_s} \right)$

el factor solar FS correspondiente a un valor del caudal  $\dot{m}/S$  será:

$$FS = FS_2 + (FS_1 - FS_2) \frac{0.033 - \frac{\dot{m}}{S}}{0.033} \quad (\text{Ecuación A.11})$$

#### A.3.4. Doble fachada ventilada con vidrio exterior simple y vidrio interior doble

En todo el estudio se ha considerado que los dos vidrios de la doble fachada y, en particular el interior, son vidrios simples o de una sola hoja. En muchos casos, sin embargo, el vidrio interior es doble. Es necesario, por lo tanto, establecer las relaciones entre un vidrio doble real y un vidrio simple equivalente en prestaciones.

En el caso de un vidrio doble, en el que no hay ventilación, el flujo hacia el interior del local se puede expresar como:

$$\frac{\dot{Q}_1}{S} = h_i \cdot \frac{I \cdot \alpha_i - h_s \cdot t_i}{h_i + h_s} + \frac{h_i \cdot h_s}{h_i + h_s} \cdot \vartheta = I \cdot \alpha_i \cdot \frac{U_i}{h_s} + U_i \cdot (\vartheta - t_i)$$

El coeficiente  $U_i$  es:

$$U_i = \left( \frac{1}{h_s} + \frac{1}{h_i} \right)^{-1}$$

Si  $h_v$  es el coeficiente por convección de la cámara del vidrio doble, será:  $h_s = 2 \cdot h_v$ . Valores para este coeficiente  $h_v$  se dan en la Tabla 4 de *ASHRAE Fundamentals (1993) – Fenestration*.

$h_i$  es el coeficiente por convección en la cara interior del vidrio doble en contacto con el local.

El flujo al ambiente exterior se puede expresar como:

$$\frac{\dot{Q}_2}{S} = I \cdot \alpha_o \cdot \frac{U_o}{h_s} + U_o \cdot (\vartheta - t_o)$$

La cantidad de calor absorbido por el vidrio doble será:

$$\frac{\dot{Q}_1}{S} + \frac{\dot{Q}_2}{S} = I \cdot \alpha_i \cdot \frac{U_i}{h_s} + I \cdot \alpha_o \cdot \frac{U_o}{h_s} + (U_i + U_o) \vartheta - U_i \cdot t_i - U_o \cdot t_o$$

Con el valor de  $\theta$  obtenido antes puede ponerse:

$$\frac{\dot{Q}_1}{S} + \frac{\dot{Q}_2}{S} = I \cdot \alpha_o \cdot U_o \left( \frac{1}{h_s} + \frac{1}{h_o} \right) + I \cdot \alpha_i \cdot U_i \left( \frac{1}{h_s} + \frac{1}{h_i} \right)$$

y, recordando los valores de  $U_o$  y de  $U_i$  resulta:

$$\frac{\dot{Q}_1}{S} + \frac{\dot{Q}_2}{S} = I \cdot (\alpha_o + \alpha_i)$$

En el caso del vidrio simple con absorbancia  $\alpha$ , el calor absorbido es:  $I \cdot \alpha$

Así, en caso de equivalencia entre los vidrios será:

$$\alpha = \alpha_o + \alpha_i$$

El vidrio simple equivalente al doble tendrá una transmitancia  $\bar{\tau}$  igual a la del vidrio doble, y la absorbancia responderá a la anterior expresión, o suma de los valores  $\alpha_o$  y  $\alpha_i$  correspondientes a los valores de las absorbancias de las dos hojas (exterior e interior) del vidrio doble.

El análisis de la doble fachada supone que los valores de las temperaturas superficiales de los vidrios  $t_{vo}$  y  $t_{vi}$  son iguales a las temperaturas interiores (se desprecia la resistencia térmica de los vidrios). Los coeficientes  $U$  y  $U_i$  que aparecen en el análisis son función de los coeficientes de convección  $h_i$  y  $h_s$ . En el caso de un vidrio doble, la temperatura interior de la cámara será:  $t = \mathcal{G}$ , ya que no hay ventilación. Esta temperatura ya no se puede considerar igual a la superficial en el vidrio exterior e interior de la composición doble.

Si  $h_s$  es el coeficiente de convección en el exterior del vidrio exterior (cara 1),  $h_i$  es el que corresponde a la cara exterior del vidrio interior (cara 4) y  $h_v$  es el coeficiente de convección en la cámara, se tendrán unos flujos de calor entre la cámara y el local interior, así como entre la cámara y el ambiente exterior:

$$\dot{\Phi}_1 = h_v(\mathcal{G} - t_{vi}) = h_i(t_{vi} - t_i) = h'_i(\mathcal{G} - t_i)$$

$$\dot{\Phi}_2 = h_v(\mathcal{G} - t_{vo}) = h_s(t_{vo} - t_o) = h'_s(\mathcal{G} - t_o)$$

considerando los coeficientes  $h'_i$  y  $h'_s$  los coeficientes por convección en las dos caras del vidrio simple equivalente. Con esto:

$$\frac{\mathcal{G} - t_{vi}}{t_{vi} - t_i} = \frac{h_i}{h_v} \quad \text{o bien:} \quad \frac{\mathcal{G} - t_i}{t_{vi} - t_i} = \frac{h_i + h_v}{h_v}$$

y como:

$$\frac{\mathcal{G} - t_i}{t_{vi} - t_i} = \frac{h_i}{h'_i} \quad \text{resulta:} \quad \frac{h_i}{h'_i} = \frac{h_i + h_v}{h_v}$$

$$\text{o sea:} \quad h'_i = \frac{h_i \cdot h_v}{h_i + h_v}$$

$$\text{Igualmente:} \quad h'_s = \frac{h_s \cdot h_v}{h_s + h_v}$$

Al considerar estos coeficientes de convección en las caras del vidrio simple equivalente, puede hacerse el análisis térmico en la doble fachada siguiendo lo que se expone en 3.2. Cabe considerar que en el entorno del vidrio exterior los coeficientes de convección siguen siendo  $h_s$  y  $h_i$ . Así pues el balance, considerando una ventilación de  $\dot{m}$  (kg/s) de aire, da:

$$h_s(t_{vo} - t) \cdot dS + h'_s(t_{vi} - t) \cdot dS = c_p \cdot \dot{m} \cdot dt$$

Igualmente:

$$d\dot{Q}_1 = h'_i(t_{vi} - t_i) \cdot ds$$

$$d\dot{Q}_2 = h_o(t_{vo} - t_o) \cdot ds$$

$$d\dot{Q}_3 = h_s(t_{vo} - t) \cdot ds$$

$$d\dot{Q}_4 = h'_s(t_{vi} - t) \cdot ds$$

$$I \cdot \alpha_o \cdot ds = d\dot{Q}_2 + d\dot{Q}_3$$

$$I \cdot \alpha_i \cdot ds = d\dot{Q}_1 + d\dot{Q}_4$$

Combinándolo tal y como se hace en el apartado 2:

$$t_{vo} = \frac{I \cdot \alpha_o + h_o \cdot t_o}{h_o + h_s} + \frac{h_s}{h_o + h_s} \cdot t = A + \frac{h_s}{h_o + h_s} \cdot t$$

$$t_{vi} = \frac{I \cdot \alpha_i + h'_i \cdot t_i}{h'_i + h'_s} + \frac{h'_s}{h'_i + h'_s} \cdot t = B' + \frac{h'_s}{h'_i + h'_s} \cdot t$$

Aquí serán:

$$A = \frac{I \cdot \alpha_o + h_o \cdot t_o}{h_o + h_s} \quad B' = \frac{I \cdot \alpha_i + h'_i \cdot t_i}{h'_i + h'_s}$$

Desarrollando el balance expuesto y considerando estos valores de  $t_{vo}$ ,  $t_{vi}$ ,  $A$  y  $B'$  resulta:

$$\left( A_1 + B_1 + \left[ C_1 - (h_s + h'_s) \cdot t \right] \right) \cdot dS = c_p \cdot \dot{m} \cdot dt$$

siendo:

$$A_1 = A \cdot h_s$$

$$B_1 = B' \cdot h'_s$$

$$C_1 = \frac{h_s^2}{h_o + h_s} + \frac{h_s'^2}{h'_i + h'_s}$$

De esta manera la solución de la ecuación diferencial da:

$$t = \frac{A_1 + B_1}{h_s + h'_s - C_1} + \left( t_o + \frac{A_1 + B_1}{h_s + h'_s - C_1} \right) \cdot e^{-\frac{h_s + h'_s - C_1}{c_p \cdot \dot{m}} \cdot S}$$

Con todo esto, si se expresa:

$$\mathcal{G}_1 = \frac{A_1 + B_1}{h_s + h'_s - C_1} \quad a_1 = \frac{h_s + h'_s - C_1}{c_p \cdot \dot{m}}$$

resultará:

$$t = \mathcal{G}_1 + (t_o - \mathcal{G}_1) \cdot e^{-a_1 \cdot S}$$

que es formalmente igual a la ecuación (A.6), pero con valores de  $g_1$  y  $a_1$  adaptados a los coeficientes  $h'_s$  y  $h'_i$  del vidrio simple equivalente. La ganancia de calor  $\dot{Q}_1$  se puede expresar como:

$$\dot{Q}_1 = h'_i(B' - t_i) \cdot S + \frac{h'_i \cdot h'_s}{h'_i + h'_s} \left[ g_1 \cdot S + \frac{(g_1 - t_o)}{a_1 \cdot S} (e^{-a_1 \cdot S} - 1) \cdot S \right]$$

Cuando el caudal de ventilación es muy importante, esta ganancia de calor resulta:

$$\dot{Q}_1 = I \cdot \alpha_i \cdot \frac{h'_i}{h'_i + h'_s} \cdot S + U'_i(t_o - t_i) \cdot S$$

donde:

$$U'_i = \frac{h'_i \cdot h'_s}{h'_i + h'_s}$$

Si el caudal de ventilación es  $\dot{m} = 0$  (kg/s), la ganancia de calor  $\dot{Q}_1$  será:

$$\dot{Q}_1 = h'_i(B' - t_i) \cdot S + \frac{h'_i \cdot h'_s}{h'_i + h'_s} \cdot g_1 \cdot S$$

de tal manera que resultará:

$$\dot{Q}_1 = I \cdot \alpha_o \cdot \frac{U}{h_o} \cdot S + I \cdot \alpha_i \cdot U \left( \frac{1}{h_o} + \frac{1}{h_s} + \frac{1}{h'_s} \right) \cdot S + U \cdot (t_o - t_i) \cdot S$$

con el valor de  $U$ :

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_o} + \frac{1}{h_s} + \frac{1}{h'_s} + \frac{1}{h'_i}$$

tomando  $h'_s$  y  $h'_i$  los valores correspondientes al vidrio simple equivalente.

Conociendo el valor de los coeficientes  $h'_i$  y  $h'_s$  dados antes se puede realizar el cálculo de los coeficientes  $U$  y  $U_i$  a incorporar en las expresiones del factor solar y en las que evalúan la parte convectiva de la radiación en la doble fachada. Así, expresando por  $\alpha$  la absorbancia del vidrio interior (vidrio simple equivalente al doble real) y por  $\alpha_o$  la absorbancia del vidrio simple exterior de la doble fachada, se tendrá:

a) *Doble fachada muy ventilada:*

$$\text{Factor solar: } FS = \bar{\tau} + \alpha \cdot \frac{h'_i}{h'_i + h'_s}$$

$$\text{Parte convectiva: } U_i \cdot (t_o - t_i)$$

$$\text{con: } \frac{1}{U_i} = \frac{1}{h'_i} + \frac{1}{h'_s}$$

b) *Doble fachada sin ventilación:*

Factor solar:

$$FS = \bar{\tau} + \alpha_o \cdot \frac{U}{h_o} + \alpha \cdot U \cdot \left( \frac{1}{h_o} + \frac{1}{h_s} + \frac{1}{h'_s} \right)$$

Parte convectiva:  $U \cdot (t_o - t_i)$

con:  $\frac{1}{U} = \frac{1}{h_o} + \frac{1}{h'_i} + \frac{1}{h_s} + \frac{1}{h'_s}$

La estimación de la temperatura en el espacio entre los vidrios, cuando la fachada tiene un vidrio simple en el exterior y uno doble en el interior, se hará a través de la expresión:

$$t = \mathcal{G}_1 + (t_o - \mathcal{G}_1) e^{-a_1 \cdot S}$$

siendo en este caso:

$$\mathcal{G}_1 = \frac{A + B_1}{D_1}$$

$$A = \frac{I \alpha_o + h_o \cdot t_o}{h_o + h_s} \cdot h_s$$

$$B' = \frac{I \alpha_i + h'_i \cdot t_i}{h'_i + h'_s} \cdot h'_s$$

$$D_1 = h_s + h'_s - \frac{h_s^2}{h_o + h_s} - \frac{h_s'^2}{h'_i + h'_s}$$

$$a_1 = \frac{D_1}{1006 \cdot G}$$

Se puede comprobar que en el caso de dos vidrios simples será  $h_s = h'_s$  y  $h'_i = h_i$ , y se tendrá la ecuación (A.6).

## A.4. ESTIMACIÓN DE LA TEMPERATURA EN EL ESPACIO ENTRE VIDRIOS

### A.4.1 Doble Fachada sin ventilar

De acuerdo con el apartado 2, de aplicación en una fachada doble formada por vidrios sencillos tanto en el exterior como en el interior, la temperatura del aire en la parte alta de la fachada (valor máximo), cuando el caudal de aire es  $G=0$ , resulta igual a  $\theta$ , o sea:

$$t_{\max} = \mathcal{G} = \frac{A + B}{2 - C}$$

con los valores A, B y C indicados.

Como la ley de variación de la temperatura dentro del espacio entre vidrios se puede considerar como lineal en función de la superficie S, es lícito suponer que la temperatura media será:

$$t_m = \frac{1}{2} (t_{\max} + t_{\min})$$

La temperatura mínima será la correspondiente a la del exterior.

A modo de ejemplo se dan las características del caso de una doble fachada orientada a oeste y formada por un vidrio exterior transparente con características:

$$\tau_e = 0,78 \quad \alpha_1 = \alpha_2 = 0,11 \quad \rho_1 = \rho_2 = 0,11 \quad \varepsilon = 0,89$$

y un vidrio interior transparente con características:

$$\tau_i = 0,62 \quad \alpha_3 = 0,28 \quad \rho_3 = 0,11 \quad \varepsilon = 0,89$$

Con esto, se pueden calcular la transmitancia total de la doble fachada y las absorbancias globales de los vidrios:

$$\tau = 0,49 \quad \alpha_e = 0,13 \quad \alpha_i = 0,22$$

El cálculo de la temperatura máxima en el espacio entre vidrios un día del mes de julio debe hacerse considerando el valor de la radiación solar en la orientación de la fachada. En este caso esta radiación será:

$$I = 1,16 \times SHGF = 1,16 \times 677 = 785,3 \text{ W/m}^2$$

siendo el factor de ganancia solar *SHGF* igual al máximo que ofrece Carrier en el programa HAP. También se pueden considerar los valores que da ASHRAE en el capítulo *Fenestration* de su Handbook of Fundamentals.

Con estos valores es posible calcular los coeficientes:

$$A = 24 \text{ }^\circ\text{C} \quad B = 22,1 \text{ }^\circ\text{C} \quad C = 0,78$$

De esta manera resulta que:

$$t = g = \frac{A + B}{2 - C} = 37,8 \text{ }^\circ\text{C}$$

Si la temperatura exterior es de 29 °C, la temperatura media se podrá aproximar a:

$$t_m = \frac{1}{2} (\text{Temp. mínima} + \text{Temp. máxima}) = \frac{1}{2} (29 + 37,8) = 33,4 \text{ }^\circ\text{C}$$

Para hacer una aproximación al valor de la temperatura media del aire en el espacio entre vidrios, utilizando el programa HAP de Carrier, se puede considerar este espacio como un local con una fachada formada por el vidrio exterior de la doble fachada. De esta manera se puede valorar cuál es la parte de la energía radiante incidente que queda en el espacio, que será la responsable del calentamiento del local ficticio y, por tanto, de la temperatura que se alcance en su interior. El balance que se puede establecer será:

Calor en el espacio = Radiación incidente en la fachada – Calor transmitido por radiación hacia el interior del edificio a través de la doble fachada – Calor hacia el exterior (por convección entre el vidrio exterior y el aire exterior) del calor absorbido por este vidrio exterior – Calor hacia el interior del edificio (por convección entre el exterior y el interior del edificio)

$$q'_{ri} = I - q_{ri} - q_{ce} - q_{ci}$$

La radiación incidente en la fachada es *I*.

El calor transmitido hacia el interior del edificio a través de la doble fachada  $q_{ri}$  es el definido por la expresión expuesta anteriormente (Ec. A.10) multiplicada por  $I$ .

Con esto se tendrá:

$$q'_{ri} = I \left[ 1 - \bar{\tau} - \alpha_e \frac{U}{h_e} - \alpha_i U \left( \frac{1}{h_e} + \frac{1}{h_s'} \right) \right] - q_{ce} - q_{ci} \quad (\text{Ecuación A.12})$$

A efectos del calentamiento del espacio entre vidrios, se puede tomar un valor del factor solar equivalente del cerramiento exterior igual a:

$$FS' = (q'_{ri} + q_{ci} + q_{ce}) / I$$

o sea:

$$FS' = 1 - \bar{\tau} - \alpha_e \frac{U}{h_o} - \alpha_i U \left( \frac{1}{h_o} + \frac{1}{h_s'} \right) \quad (\text{Ecuación A.13})$$

Es decir, un factor solar del vidrio exterior igual a:

$$FS' = 1 - \text{Factor Solar de la doble fachada sin ventilar}$$

El calor que queda en el interior del espacio entre vidrios hará que, en ausencia de una entrada de aire exterior (por convección natural o forzada), la temperatura del aire interior alcance un valor superior a la de los ambientes del entorno.

Así pues, como ya se ha dicho, para la determinación del valor de esta temperatura interior en el espacio entre vidrios de la doble fachada se puede considerar que este espacio es el interior de un local cerrado, o local de control, con una fachada formada por el vidrio exterior con un factor solar equivalente  $FS'$  según lo especificado antes. Este local tiene un tabique interior de separación con el edificio formado por el vidrio interior. La temperatura en el interior del edificio es conocida. El balance energético en el local (espacio entre vidrios) ha de indicar que la carga sobre el local (calor que queda en el espacio) viene compensada por las pérdidas hacia el interior del edificio debidas a la diferencia de temperaturas entre el local y el interior del edificio, y hacia el exterior por la diferencia de temperaturas entre el local y el ambiente exterior. En este contexto conviene tener presente que la inercia del local ha de ser prácticamente nula para que la carga sea igual a las ganancias de calor (el peso de la construcción ha de ser muy bajo). Habrá una temperatura de equilibrio que será la que se quiere encontrar. Los coeficientes de transmisión de calor en cada caso corresponderán a los valores propios de la composición de cada uno de los vidrios. Es decir, para el exterior valdrá el valor  $U_o$  definido antes y para el interior del edificio el correspondiente al tipo de vidrio interior, teniendo en cuenta que a ambos lados se tendrá el valor del coeficiente  $h$  de convección con aire sin movimiento ( $\sim 9 \text{ W/m}^2 \text{ K}$ ). Se pueden encontrar valores más precisos en ASHRAE Fundamentals (1993).- Cap. Fenestrationa: Tabla 3

La aplicación del programa HAP permite determinar la carga/ganancia en la zona formada por el espacio entre vidrios (de muy baja inercia) con un vidrio exterior de la fachada con un factor solar  $FS'$  y un coeficiente igual al de este vidrio, y una separación interior con el edificio formada por un vidrio de características térmicas iguales a las del vidrio interior de la doble fachada. Hay una temperatura interior en el espacio que hará que el balance total de cargas sea igual a cero (ni refrigeración, ni calefacción). Con el programa es necesario probar qué



temperatura interior o punto de consigna del termostato es la que hace que la carga/ganancia de la zona sea nula.

La definición de las características del espacio se hace considerando únicamente el cerramiento exterior con un vidrio de características como la exterior de la doble fachada con el coeficiente SC calculado y un coeficiente de transmisión  $U_e$ , que en el caso de un vidrio simple es:

$$\frac{1}{U_o} = \frac{1}{h_o} + \frac{1}{h_s}$$

y un tabique o compartimentación interior con un coeficiente de transmisión  $U$  igual al del vidrio interior de la doble fachada. No hay aportación de aire de ventilación ni infiltraciones.

En la definición del sistema de tratamiento de aire (ficticio, válido para hacer el cálculo de las cargas) no han de incluirse características de ventiladores ni es necesario precisar las condiciones exigidas a las baterías de refrigeración y de calefacción. Tan solo interesa definir el valor del punto de consigna de los termostatos. El de refrigeración se tomará como un valor a variar para obtener una carga cero, mientras que el de calefacción debe ponerse al valor mínimo que permite el programa para evitar interferencias entre el dimensionado por calefacción y por refrigeración (la temperatura en el espacio entre vidrios de la fachada es muy alta, de manera que es posible que el programa haga los dimensionados de caudal considerando que en el espacio se necesita calefacción).

Aplicando esto en la fachada definida anteriormente y considerando que el factor solar de la fachada doble sin ventilar es:

$$FS = \bar{\tau} + \alpha_o \frac{U}{h_o} + \alpha_i U \left( \frac{1}{h_o} + \frac{1}{h'_s} \right)$$

con los valores de  $U = 2,65 \text{ W/m}^2 \text{ K}$ , de  $h_o = 22,7 \text{ W/m}^2 \text{ K}$  y de  $h'_s = 4,5 \text{ W/m}^2 \text{ K}$ , se puede calcular el factor solar equivalente definido antes  $FS'$ :

$$FS' = 1 - 0,66 = 0,34$$

El coeficiente de sombra SC que hay que introducir en el programa HAP es:

$$SC = FS' \cdot 1,16 = 0,39$$

Los parámetros que definen el sistema de tratamiento de aire a introducir en el programa HAP se adjuntan seguidamente, remarcando la parte de los termostatos.

#### 1. General Details:

Air System Name ..... **Doble fachada sin ventilación**  
 Equipment Type ..... **Chilled Water AHU**  
 Air System Type ..... **Single Zone CAV**  
 Number of zones ..... **1**

#### 2. System Components:

##### Ventilation Air Data:

Airflow Control ..... **Constant Ventilation Airflow**  
 Ventilation Sizing Method ..... **Sum of Space OA Airflows**  
 Unocc. Damper Position ..... **Closed**  
 Damper Leak Rate ..... **0** %  
 Outdoor Air CO2 Level ..... **400** ppm

**Central Cooling Data:**

Supply Air Temperature ..... 12,0 °C  
 Coil Bypass Factor ..... 0,100  
 Cooling Source ..... Chilled Water  
 Schedule ..... JFMAMJJASOND  
 Capacity Control ..... Temperature Reset by Greatest Zone Demand  
 Max. Supply Temperature ..... 23,9 °C

**Central Heating Data:**

Supply Temperature ..... 30,0 °C  
 Heating Source ..... Hot Water  
 Schedule ..... JFMAMJJASOND  
 Capacity Control ..... Temperature Reset by Greatest Zone Demand  
 Min. Supply Temperature ..... 21,1 °C

**Supply Fan Data:**

Fan Type ..... Forward Curved  
 Configuration ..... Draw-thru  
 Fan Performance ..... 0 Pa  
 Overall Efficiency ..... 54 %

**Duct System Data:**

**Supply Duct Data:**

Duct Heat Gain ..... 0 %  
 Duct Leakage ..... 0 %

**Return Duct or Plenum Data:**

Return Air Via ..... Ducted Return

**3. Zone Components:**

**Space Assignments:**

<b>Zone 1: Zone 1</b>	
Doble pell (2)	x1

**Thermostats and Zone Data:**

Zone ..... All  
 Cooling T-stat: Occ. .... 34.8 °C  
 Cooling T-stat: Unocc. .... 35.0 °C  
 Heating T-stat: Occ. .... 1,7 °C  
 Heating T-stat: Unocc. .... 1,7 °C  
 T-stat Throttling Range ..... 2,00 °K  
 Diversity Factor ..... 100 %  
 Direct Exhaust Airflow ..... 0,0 L/s  
 Direct Exhaust Fan kW ..... 0,0 kW

Thermostat Schedule ..... Control oficinas  
 Unoccupied Cooling is ..... Available

**Supply Terminals Data:**

Zone ..... All  
 Terminal Type ..... Diffuser  
 Minimum Airflow ..... 0,00 L/s/person

**Zone Heating Units:**

Zone ..... All  
 Zone Heating Unit Type ..... None  
 Zone Unit Heat Source ..... Hot Water  
 Zone Heating Unit Schedule ..... JFMAMJJASOND

Zone 1	DESIGN COOLING			DESIGN HEATING		
	COOLING DATA AT Jul 1400 COOLING OA DB / WB 29,2 °C / 23,3 °C			HEATING DATA AT DES HTG HEATING OA DB / WB 0,0 °C / -2,8 °C		
	OCCUPIED T-STAT 34,8 °C			OCCUPIED T-STAT 1,7 °C		
ZONE LOADS	Details	Sensible (W)	Latent (W)	Details	Sensible (W)	Latent (W)
Window & Skylight Solar Loads	9 m²	384	-	9 m²	-	-
Wall Transmission	0 m²	15	-	0 m²	0	-
Roof Transmission	0 m²	0	-	0 m²	0	-
Window Transmission	9 m²	-184	-	9 m²	41	-
Skylight Transmission	0 m²	0	-	0 m²	0	-
Door Loads	0 m²	0	-	0 m²	0	-
Floor Transmission	0 m²	0	-	0 m²	0	-
Partitions	9 m²	-198	-	9 m²	0	-
Ceiling	0 m²	0	-	0 m²	0	-
Overhead Lighting	0 W	0	-	0	0	-
Task Lighting	0 W	0	-	0	0	-
Electric Equipment	0 W	0	-	0	0	-
People	0	0	0	0	0	0
Infiltration	-	0	0	-	0	0
Miscellaneous	-	0	0	-	0	0
Safety Factor	0% / 0%	0	0	0%	0	0
>> Total Zone Loads	-	2	0	-	41	0

En la tabla anterior se expone el resultado del cálculo de las cargas punta de refrigeración para el mes de julio y para una temperatura entre los vidrios de 34,8 °C. La carga total en la zona es prácticamente igual a cero. Este valor también puede ser negativo, pero siempre próximo a cero. Los valores correspondientes a la calefacción son irrelevantes. Este resultado da la temperatura media máxima alcanzable en el espacio entre los vidrios. El mismo programa puede utilizarse para el cálculo en otras condiciones climáticas, es decir, para otras fechas a lo largo del año. Puede comprobarse que la temperatura media estimada de este modo es aproximadamente igual a la calculada anteriormente de 33,4 °C.

#### A.4.2 Doble Fachada ventilada

La aproximación al valor de la temperatura del aire en la parte más alta de la fachada vendrá dada por la expresión:

$$t = \theta + (t_o - \theta) \cdot e^{-aS}$$

según se expone en el apartado 2. Cuando el nivel de ventilación permite hacer:

$$e^{-aS} = 1 - aS$$

la temperatura  $t$  será :

$$t = \theta + (t_o - \theta) \cdot aS$$

Puede aproximarse el cálculo de la temperatura de equilibrio en los espacios entre vidrios mediante el programa HAP considerando que en el local de control hay unas infiltraciones de caudal igual al de ventilación de la doble fachada. Teniendo en cuenta que, normalmente, este caudal es modesto y proporciona velocidades de aire no superiores a 0,25 m/s, no es necesario introducir modificaciones en los valores de los coeficientes U de transmisión de calor.

## A.5 EJEMPLOS

En los ejemplos A.5.1 a A.5.4 se calcula el flujo de calor hacia el interior del local a través de la doble fachada, así como la temperatura máxima en el espacio entre vidrios. Se calcula también el valor del factor solar, estimándolo a partir del flujo de calor, y se compara con el valor obtenido directamente con las formulaciones expuestas (ecuaciones (A.9) y (A.10)).

### A.5.1 Ejemplo 1

Fachada en un edificio situado en latitud 40 ° Norte, de manera que el valor de la intensidad de la radiación solar es:  $I = 680 \text{ W/m}^2$ . Se supone que la temperatura exterior es:  $t_o = 30 \text{ (}^\circ\text{C)}$ .

Las características de la fachada son:

Vidrio exterior simple:	$\alpha_o = 0,207$
Vidrio interior simple:	$\alpha_i = 0,151$
Coefficiente de transmitancia de la fachada:	$\tau = 0,101$
Coefficiente de convección exterior aire-vidrio:	$h_o = 22,7 \text{ (W/m}^2 \text{ K)}$
Coef. conv. vidrio ext.- aire y aire-vidrio int.:	$h_i = h_s = 9 \text{ (W/m}^2 \text{ K)}$
Superficie de la fachada:	$S = 9 \text{ (m}^2 \text{)}$
Temperatura en el interior del edificio:	$t_i = 25 \text{ (}^\circ\text{C)}$
Caudal de aire de ventilación forzada:	$G = 1 \text{ (kg/s)}$

Cálculo de los coeficientes A, B y C según la formulación anterior:

$$A = 25,92 \quad B = 18,20 \quad C = 0,784$$

El valor de la temperatura:

$$\theta = (A + B) / (2 - C) = 36,29 \text{ (}^\circ\text{C)}$$

Por otra parte, el valor de:

$$a = (2 - C)h_s / 1006 \cdot G = 0,0109$$

$$a \cdot S = (2 - C) \cdot h_s \cdot S / 1006 \cdot G = 0,098$$

La temperatura en el espacio entre vidrios (A.7 bis) será:

$$t = \theta + (t_o - \theta)e^{-a \cdot S} = 36,29 + (30 - 36,29)e^{-0,098} = \underline{30,6 \text{ (}^\circ\text{C)}}$$

Las temperaturas de los vidrios serán:

$$t_{vo} = 25,92 + 9 \cdot 30,6 / (22,7 + 9) = 34,6 \text{ (}^\circ\text{C)}$$

$$t_{vi} = 18,20 + 9 \cdot 30,6 / (9 + 9) = 33,5 \text{ (}^\circ\text{C)}$$

El flujo de calor hacia el interior del edificio (A.8):

$$Q_1 = h_i(B - t_i) \cdot S + \frac{h_i \cdot h_s}{h_i + h_s} \left[ \theta \cdot S + \frac{(\theta - t_o)}{a \cdot S} (e^{-a \cdot S} - 1) \cdot S \right] =$$

$$= 9 \cdot (18,20 - 25) \cdot 9 + 9 \cdot 9 \left[ 36,29 \cdot 9 + (36,29 - 30) \cdot (e^{-0,096} - 1) / 0,011 \right] / (9 + 9) = 678,7W$$

Si FS es el factor solar, será:

$$I \cdot S \cdot FS = Q_1 + q_1 - q_c$$

siendo:

$$q_t = \tau \cdot I \cdot S \quad q_c = U \cdot S \cdot (t_o - t_i)$$

y considerando que:

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_o} + \frac{1}{h'_s} + \frac{1}{h_i} \quad U = 2,65 \text{ W/m}^2 \text{ K}$$

resultará:

$$FS = 678,7 / 9 \cdot 680 + 0,101 - 2,65 (30 - 25) / 680 = \underline{0,19}$$

$$Q_1 = h_i (B - t_i) \cdot S + \frac{h_i \cdot h_s}{h_i + h_s} \left[ \vartheta \cdot S + \frac{(\vartheta - t_o)}{a \cdot S} (e^{-a \cdot S} - 1) \cdot S \right]$$

Si se acepta la aproximación:  $e^{-a \cdot S} = 1 - a \cdot S$

el valor de  $Q_1$ :

$$Q_1 = h_i (B - t_i) \cdot S + \frac{h_i \cdot h_s}{h_i + h_s} \cdot t_o \cdot S = 9 (18,20 - 25) \cdot 9 + 9 \cdot 9 \cdot 30 \cdot 9 / (9 + 9) = \underline{664,20 \text{ W}}$$

y el de la temperatura  $t$ :

$$t = \vartheta + (t_o - \vartheta) (1 - a \cdot S) = 36,29 + (30 - 36,29) (1 - 0,098) = \underline{30,6 \text{ } (^{\circ}\text{C})}$$

Con este valor de  $Q_1$  se tendrá un factor solar:

$$FS = 664,2 / 9 \cdot 680 + 0,101 - 2,65 (30 - 25) / 680 = \underline{0,19}$$

El factor solar según (A.9) será:

$$FS = 0,101 + 0,151 \cdot 9 / (9 + 9) = \underline{0,18}$$

### A.5.2 Ejemplo 2

La misma fachada con un caudal  $G = 0,30 \text{ (kg/s)}$  ( $G/S = 0,033 \text{ kg/s m}^2$ ) da:

$$a = (2 - C) \cdot h_s / 1006 \cdot G = 0,0363$$

$$a \cdot S = 0,3264$$

y los mismos valores de A, B y C que antes.

La temperatura en el espacio entre vidrios (A.7 bis) será:

$$t = \vartheta + (t_o - \vartheta) e^{-a \cdot S} = 36,29 + (30 - 36,29) e^{-0,3264} = \underline{31,75 \text{ } (^{\circ}\text{C})}$$

El flujo de calor hacia el interior del edificio (A.8):

$$Q_1 = h_i(B - t_i) \cdot S + \frac{h_i \cdot h_s}{h_i + h_s} \left[ \theta \cdot S + \frac{(\theta - t_o)}{a \cdot S} (e^{-a \cdot S} - 1) \cdot S \right] =$$

$$= 9 (18,20 - 25) \cdot 9 + 9,9 [36,29 \cdot 9 + (36,29 - 30) (e^{-0,3264} - 1) / 0,0363 / (9 + 9)] = \underline{701,8W}$$

Si se acepta la aproximación:  $e^{-a \cdot S} = 1 - a \cdot S$

el valor de  $Q_1$ :

$$Q_1 = h_i(B - t_i) \cdot S + \frac{h_i \cdot h_s}{h_i + h_s} \cdot t_o \cdot S = 9 (18,20 - 25) \cdot 9 + 9,9 \cdot 30 \cdot 9 / (9 + 9) = \underline{664,20 W}$$

El flujo de calor hacia el interior del edificio sigue siendo el mismo que en el caso A.5.1 anterior, es decir, que es independiente del caudal de ventilación. El valor de la temperatura  $t$  es:

$$t = 36,29 + (30 - 36,29) (1 - 0,3264) = \underline{32,05} (^{\circ}\text{C})$$

*Nota* – En estos dos ejemplos se comprueba que cuando la ventilación tiene un valor importante ( $G/S > 0,033 \text{ kg/s m}^2$ ), tanto el flujo de calor hacia el interior del edificio como la temperatura en la cámara de aire entre los vidrios son independientes de la ventilación.

### A.5.3 Ejemplo 3

La misma fachada que en los ejemplos A.5.1 y A.5.2 pero *sin ventilación* ( $G = 0$ ), de manera que será:  $a \cdot S = \infty$ . Así:

$$Q_1 = h_i(B - t_i) \cdot S + \frac{h_i \cdot h_s}{h_i + h_s} \theta \cdot S = \left[ 9(18,2 - 25) + 9 \cdot 9 \cdot \theta / (9 + 9) \right] \cdot S = (-61,2 + 4,5 \cdot 36,29) \cdot S$$

$$Q_1 / S = 102,1 \text{ W} / \text{m}^2$$

El factor solar según (A.10), con el valor de  $U$  calculado antes, es:

$$FS = \bar{\tau} + \alpha_o \cdot \frac{U}{h_o} + \alpha_i \cdot U \cdot \left( \frac{1}{h_o} + \frac{1}{h'_s} \right) =$$

$$= 0,101 + 0,207 \cdot 2,65 / 22,7 + 0,151 \cdot 2,65 (1/22,7 + 2/9) = \underline{0,23}$$

Por otra parte:  $I \cdot S \cdot FS = Q_1 + q_t - q_c = \tau \cdot I \cdot S + U \cdot S \cdot (t_o - t_i)$

$$\text{o sea: } FS = 102,1 / 680 + 0,101 - 2,65 (30 - 25) / 680 = \underline{0,23}$$

### A.5.4 Ejemplo 4

Si la fachada es *poco ventilada* con  $G = 0,010 \text{ kg/s m}^2 (< 0,033 \text{ kg/s m}^2)$  se tendrá:

$$a \cdot S = 0,0109 / 0,010 = 1,09$$

de manera que:

$$Q_1 / S = -61,2 + 4,5 [36,29 + (36,29 - 30) (e^{-1,09} - 1) / 1,09] = 84,9 \text{ W/m}^2$$

Así el factor solar será:

$$FS = 84,9 / 680 + 0,10 - 2,65 (30 - 25) / 680 = \underline{0,21}$$

De acuerdo con la ecuación (A.11):

$$FS = FS_2 + (FS_1 - FS_2) \frac{0,033 - \frac{G}{S}}{0,033} = 0,18 + (0,23 - 0,18) (0,033 - 0,010) / 0,033 = 0,22$$

En los ejemplos A.5.5 a A.5.8 se evalúa la bondad de tener una doble fachada frente al caso de un vidrio simple, y se analiza el efecto de tener un vidrio doble como cerramiento interior de la doble fachada.

### A.5.5 Ejemplo 5

Caso de una fachada doble ventilada con caudal de *ventilación importante* ( $G/S > 0,033 \text{ kg/s m}^2$ ) de características:

*Vidrio exterior simple:*

Transmitancia:  $\tau_o = 0,80$

Absorbancias:  $\alpha_1 = \alpha_2 = 0,13$

Reflectancias:  $\rho_1 = \rho_2 = 0,07$

*Vidrio interior simple:*

Transmitancia:  $\tau_i = 0,80$

Absorbancias:  $\alpha_3 = \alpha_4 = 0,13$

Reflectancias:  $\rho_3 = \rho_4 = 0,07$

La fachada doble tendrá unas características:

Transmitancia:  $\tau = 0,643$

Absorbancia del vidrio exterior:  $\alpha_o = 0,137$

Absorbancia del vidrio interior:  $\alpha_i = 0,105$

En el caso de una fachada con un solo vidrio simple de las características del primero, el factor solar sería:

$$FS = \tau + \alpha \frac{U}{h_o}$$

Como el coeficiente de transmisión global en el caso de un vidrio simple es:  $U = 6,44 \text{ W/m}^2\text{K}$ , el factor solar será:

$$FS = 0,80 + 0,13 \cdot 6,44 / 22,7 = \underline{0,84}$$

Con una doble fachada con vidrios simples y una ventilación  $G/S > 0,033 \text{ kg/s m}^2$ , como los coeficientes de transmisión en el caso del vidrio interior son:  $h_i = h_s = 9 \text{ W/m}^2\text{K}$ , el factor solar será:

$$FS = \bar{\tau} + \alpha_i \frac{h_i}{h_s + h_i} = 0,643 + 0,105 \cdot 9 / (9 + 9) = \underline{0,70}$$

aquí el coeficiente  $U_i$  es: 
$$U_i = \frac{h_s \cdot h_i}{h_s + h_i}$$

La parte convectiva debida a la radiación será:

$$U_i (t_o - t_i) = 4,5 \cdot (t_o - t_i)$$

Esta misma doble fachada, sin ventilar, tendrá un factor solar de:

$$FS = \bar{\tau} + \alpha_o \cdot \frac{U}{h_o} + \alpha_i \cdot U \cdot \left( \frac{1}{h_o} + \frac{1}{h'_s} \right)$$

o sea:

$$FS = 0,643 + 0,137 \cdot 2,65 / 22,7 + 0,105 \cdot 2,65 (1/22,7 + 2 / 9) = \underline{0,73}$$

ya que el coeficiente  $U$  será:

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_o} + \frac{1}{h'_s} + \frac{1}{h_i}$$

o sea:  $U = 2,65 \text{ W/m}^2 \text{ K}$ .

La parte convectiva debida a la radiación valdrá:

$$U_i (t_o - t_i) = 2,65 \cdot (t_o - t_i)$$

Se comprueba que, en el caso de una fachada con dos vidrios simples, se puede obtener un factor solar mejor que con un solo vidrio, a pesar de que la ventilación (al incrementar el valor de la parte convectiva) puede no mejorar significativamente el comportamiento de la doble fachada.

### A.5.6 Ejemplo 6

Caso de una fachada doble con un vidrio simple y uno doble en el interior. Suponiendo que los coeficientes  $h_i$  y  $h_s$  sean iguales a  $9 \text{ W/m}^2 \text{ K}$ , se tiene:

*Vidrio exterior simple* de características:

Transmitancia:  $\tau_o = 0,80$

Absorbancias:  $\alpha_1 = \alpha_2 = 0,13$

Reflectancias:  $\rho_1 = \rho_2 = 0,07$

*Vidrio interior doble* formado por dos vidrios sencillos, cada uno de ellos de características:



Transmitancia:	$\tau_i = 0,80$
Absorbancia:	$\alpha_3 = 0,13$
Reflectancia:	$\rho_3 = 0,07$
Cámara de aire con:	$h_v = 7,5 \text{ W/m}^2 \text{ K}$
Coeficiente global de transmisión:	$U = 3,47 \text{ W/m}^2 \text{ K}$

El vidrio doble tendrá unas características:

Transmitancia:	$\tau = 0,643$
Absorbancia del vidrio exterior:	$\alpha_o = 0,137$
Absorbancia del vidrio interior:	$\alpha_i = 0,105$

El vidrio simple equivalente al doble tendrá las características:

Transmitancia:	$\tau = 0,643$
Absorbancia:	$\alpha = 0,137 + 0,105 = 0,242$
Reflectancia:	$\rho = 1 - \tau - \alpha = 0,105$
Coeficientes de convección:	$h'_i = 4,1 \text{ W/m}^2 \text{ K}$ $h'_s = 4,1 \text{ W/m}^2 \text{ K}$
Coeficientes globales de transmisión:	$U = 1,56 \text{ W/m}^2 \text{ K}$ $U_i = 2,05 \text{ W/m}^2 \text{ K}$

La doble fachada con el vidrio doble en el interior tendrá una transmitancia:

$$\bar{\tau} = \frac{\tau_1 \cdot \tau_2}{1 - \rho_2 \rho_3} = \frac{0,80 \cdot 0,643}{1 - 0,07 \cdot 0,07} = 0,519$$

a) En caso que se tenga la *fachada únicamente con un vidrio doble* (y, por lo tanto, sin ventilación) con unos coeficientes de transmisión:  $h_o = 22,7 \text{ W/m}^2 \text{ K}$  y  $h_i = 9 \text{ W/m}^2 \text{ K}$ , el factor solar será:

$$FS = \bar{\tau} + \alpha_i \cdot \frac{h_i}{h_o + h_i} = 0,643 + 0,105 \cdot \frac{9}{9 + 22,7} = \underline{0,673}$$

siendo  $\alpha_i$  la absorbancia del vidrio interior de la composición doble.

La parte convectiva debida a la radiación a través del vidrio será:

$$U(t_o - t_i) = 3,47 (t_o - t_i), \text{ W/m}^2$$

b) La doble fachada con mucha ventilación ( $G/S > 0,033 \text{ kg/s m}^2$ ), tendrá un factor solar igual a:

$$FS = \bar{\tau} + \alpha_i \cdot \frac{h'_i}{h'_i + h'_s} = 0,519 + 0,242 \cdot \frac{4,1}{4,1 + 4,1} = \underline{0,640}$$

donde los valores de los coeficientes por convección y la transmitancia y absorbancia corresponden al vidrio simple equivalente al doble.

La parte convectiva debida a la radiación a través del vidrio será:

$$U_i (t_o - t_i) = 2,05 (t_o - t_i), \text{ W/m}^2$$

Se observa que con una doble fachada con vidrio doble de buenas características en la piel interior, y además con *ventilación importante*, hay una ganancia de un 5% en el factor solar respecto el caso de la fachada simple con un vidrio doble. La ganancia más importante, sin embargo, se tiene por la parte convectiva de la radiación.

### A.5.7 Ejemplo 7

Caso de la *doble fachada* del ejemplo A.5.6 *sin ventilación*.

El factor solar será de la forma:

$$FS = \bar{\tau} + \alpha_o \cdot \frac{U}{h_o} + \alpha U \cdot \left( \frac{1}{h_o} + \frac{1}{h_s} + \frac{1}{h'_s} \right) = 0,519 + 0,13 \cdot \frac{1,56}{22,7} + 0,242 \cdot 1,56 \cdot \left( \frac{1}{22,7} + \frac{1}{9} + \frac{1}{4,1} \right) = \underline{0,679}$$

La parte convectiva debida a la radiación a través del vidrio será:

$$U (t_o - t_i) = 1,56 (t_o - t_i), \text{ W/m}^2$$

Comparando el resultado del ejemplo A.5.6 con este valor del factor solar se concluye que una ventilación importante en una doble fachada con un vidrio doble interior de buenas características puede aportar una ganancia interesante al factor solar del conjunto, a pesar de que a efectos de la ganancia total es necesario tener en cuenta el efecto negativo de la ventilación sobre la parte convectiva de la radiación.

### A.5.8 Ejemplo 8

Se considera una fachada como la del ejemplo anterior A.5.6 pero *con poca ventilación*, o sea con un valor de G/S inferior a 0,033 kg/s m<sup>2</sup>, por ejemplo: G/S = 0,010 kg/s m<sup>2</sup>.

El factor solar de la fachada con mucha ventilación (G/S > 0,033 kg/s m<sup>2</sup>), según el ejemplo A.5.6, es:

$$FS_2 = 0,640$$

El factor solar de la fachada sin ventilación (caso del ejemplo A.5.7) es:

$$FS_1 = 0,679$$

Así, la fachada poco ventilada tendrá un factor solar:

$$FS = 0,640 + (0,679 - 0,640)(0,033 - 0,010) / 0,033 = \underline{0,667}$$

### A.5.9 Cuadro comparativo de los resultados de los ejemplos A.5.5 a A.5.8.

a – Sin ventilación

	<u>1 vidrio simple</u>	<u>1 vidrio doble</u>	<u>2 vidrio simples</u>	<u>1 vidrio simple + 1 doble</u>
FS	0,84	0,67	0,73	0,68
U	6,44	3,47	2,65	1,56

b – Mucha ventilación

	<u>1 vidrio simple</u>	<u>1 vidrio doble</u>	<u>2 vidrio simples</u>	<u>1 vidrio simple + 1 doble</u>
FS	-	-	0,70	0,64
U	-	-	4,50	2,05

## A.6 RESUMEN: DETERMINACIÓN DE LA TEMPERATURA ENTRE VIDRIOS Y DEL FACTOR SOLAR

Se considera la composición formada por dos vidrios paralelos. Pueden ser dos vidrios simples formando un vidrio doble, o dos vidrios simples formando una doble fachada, o un vidrio simple y uno doble formando una doble fachada.

- *Datos de partida:* los coeficientes de transmitancia  $\tau$ , de absorbancia  $\alpha$  y de reflectancia  $\rho$  de las diferentes caras (1 a 4) de los vidrios de la composición. Igualmente, las emitancias  $\varepsilon$  en el caso de vidrios con recubrimiento. En el caso del vidrio transparente, la emitancia es:  $\varepsilon = 0,84$ .
- Determinación de los valores  $\tau$ ,  $\alpha$  y  $\rho$  correspondientes a la composición doble partiendo de los valores de los componentes:

Transmitancia global: 
$$\bar{\tau} = \frac{\tau_1 \cdot \tau_2}{1 - \rho_2 \rho_3}$$

Absorbancia del vidrio exterior: 
$$\alpha_o = \alpha_1 + \alpha_2 \frac{\tau_e \rho_3}{1 - \rho_2 \rho_3}$$

Absorbancia del vidrio interior: 
$$\alpha_i = \alpha_3 \frac{\tau_e}{1 - \rho_2 \rho_3}$$

- Determinación de los valores de los coeficientes de convección aire-vidrio en caso de superficies verticales.

- Cara exterior del vidrio exterior:  $h_o = 22,7 \text{ W/m}^2 \text{ K}$

(considerado estándar para una fachada sometida a un viento de 12 km/h).

- Cara interior (4) del vidrio interior (es decir, la que da al local del edificio cerrado por la fachada),  $h_i$  W/m<sup>2</sup> K. El valor de este coeficiente es función de la diferencia de temperaturas entre el vidrio y el aire del local, así como del efecto radiante del vidrio hacia el ambiente del local. En el caso de un vidrio transparente en condiciones típicas se puede considerar:  $h_i = 9,0$  W/m<sup>2</sup> K.

Para vidrios con otras emitancias se pueden tomar los valores siguientes (Tabla 3 de ASHRAE Fundamentals (1993) – Cap. Fenestration)

$\varepsilon_v$	0,05	0,10	0,20	0,40	0,84
$h_i$ ( W/m <sup>2</sup> K)	3,80	4,10	4,80	6,10	9,00

- Caras de los vidrios que configuran una cámara de aire o gas, en el caso de un vidrio doble (coeficiente  $h_v$ ), o las correspondientes al espacio entre vidrios de la doble fachada (coeficiente  $h_s$ ). En el caso de las cámaras de los vidrios dobles, que tienen dimensiones variadas, el coeficiente  $h_v$  será función de la emitancia efectiva del espacio de aire:

$$E = 1 / ( 1 / \varepsilon_2 + 1 / \varepsilon_3 - 1 )$$

donde  $\varepsilon_2$  y  $\varepsilon_3$  corresponden a las emitancias de las caras que limitan el espacio o cámara. En el caso de las cámaras de los vidrios dobles se pueden tomar valores extraídos de la Tabla 4 de ASHRAE Fundamentals (1993) – Cap. Fenestration:

Cuando se trata de espacios de dimensiones superiores, como es el case del espacio entre vidrios en las dobles fachadas, se pueden considerar los valores de  $h_s$  como equivalentes a los  $h_i$  anteriores referidos a una emitancia E equivalente al efecto de las  $\varepsilon_2$  y  $\varepsilon_3$  de las caras que limitan el espacio.

- En el caso que se tenga un vidrio doble aplicado a una doble fachada, formada por un vidrio simple exterior y un vidrio doble interior, es conveniente sustituir éste por un vidrio simple equivalente, las características del cual deberán determinarse. Los parámetros a determinar serán la transmitancia  $\bar{\tau}$ , la absorbancia  $\alpha$  y los coeficientes de transmisión de calor por convección a cada lado de la composición: el coeficiente  $h'_s$  correspondiente al espacio entre vidrios y el coeficiente  $h'_i$  correspondiente al lado del local. La transmitancia  $\bar{\tau}$  del vidrio simple equivalente será igual a la de la composición doble. La absorbancia  $\alpha$  del vidrio simple equivalente será la suma de las absorbancias de cada uno de los vidrios de la composición del vidrio doble:

$$\alpha = \alpha_o + \alpha_i$$

Los coeficientes de convección serán:

$$h'_i = \frac{h_i \cdot h_v}{h_i + h_v} \quad h'_s = \frac{h_s \cdot h_v}{h_s + h_v}$$

donde  $h_v$  será el coeficiente de la cámara del vidrio doble según el apartado 3;  $h_s$  es el coeficiente del espacio entre vidrios según el apartado 3 (el vidrio doble forma

parte de una doble fachada); y  $t_i$  es el correspondiente al recinto cerrado por el vidrio doble interior de la fachada.

- Estimación de la **Temperatura** en el espacio entre vidrios en una doble fachada (o, en su caso, en la cámara de un vidrio doble). La doble fachada puede ser o no ventilada.

- Doble fachada con vidrios simples en el exterior y el interior.

La temperatura máxima será:

$$t = \mathcal{G} + (t_o - \mathcal{G})e^{-a \cdot S}$$

donde: 
$$\mathcal{G} = \frac{A + B}{2 - C}$$

$$A = \frac{I \alpha_o + h_o \cdot t_o}{h_o + h_s} \quad B = \frac{I \alpha_i + h_i \cdot t_i}{h_i + h_s} \quad C = \frac{h_s}{h_o + h_s} + \frac{h_s}{h_i + h_s} \quad a = \frac{(2 - C) h_s}{1006 \cdot G}$$

Con  $t_o$  la temperatura exterior,  $t_i$  la temperatura interior del local,  $S$  el área de la superficie de la fachada,  $G$  (kg/s) el caudal de ventilación,  $h_o$ ,  $h_i$ , y  $h_s$  los coeficientes de convección en el exterior, en el interior y en el espacio entre vidrios respectivamente, y  $\alpha_o$  y  $\alpha_i$  las absorbancias de los vidrios exterior e interior.  $I$  corresponde a la radiación solar en un día, hora y orientación dados.

- Si la fachada *no es ventilada* será:  $t = \mathcal{G}$

- Cuando *el caudal de ventilación es muy importante* ( $G/S > 0,033$  kg/s  $m^2$ ) se puede aceptar:  $t = t_o$

- Doble fachada con un vidrio simple en el exterior y un vidrio doble en el interior

La temperatura máxima será:

$$t = \mathcal{G}_1 + (t_o - \mathcal{G}_1)e^{-a_1 \cdot S}$$

donde: 
$$\mathcal{G}_1 = \frac{A_1 + B_1}{h_s + h'_s - C_1} \quad A_1 = h_s \cdot \frac{I \alpha_o + h_o \cdot t_o}{h_o + h_s} \quad B_1 = h'_s \cdot \frac{I \alpha_i + h'_i \cdot t_i}{h'_i + h'_s}$$

aquí es:  $\alpha = \alpha_o + \alpha_i$  la absorbancia del vidrio simple equivalente, con:  $\alpha_o$  y  $\alpha_i$  las correspondientes a los dos vidrios de la composición doble:

$$C_1 = \frac{h_s^2}{h_o + h_s} + \frac{h'^2_s}{h'_i + h'_s} \quad a_1 = \frac{h_s + h'_s - C_1}{1006 \cdot G}$$

con  $t_o$  la temperatura exterior,  $t_i$  la temperatura interior del local,  $S$  el área de la superficie de la fachada,  $G$  (kg/s) el caudal de ventilación y  $h_o$ ,  $h'_i$  y  $h'_s$  los

coeficientes de convección definidos en 6.4.  $I$  corresponde a la radiación solar en un día, hora y orientación dados.

- Si la fachada *no es ventilada* será:  $t = g_1$

- Cuando *el caudal de ventilación es muy importante* ( $G/S > 0,033 \text{ kg/s m}^2$ ) se puede aceptar:  $t = t_0$

- El cálculo de la **Ganancia de calor** de la doble fachada o flujo de calor hacia el interior del local cerrado por la doble fachada se lleva a cabo determinando la parte radiante mediante el factor solar  $FS$  de la doble fachada y la parte convectiva a través del coeficiente global de transmisión de calor, considerando el efecto de la diferencia de temperaturas entre el exterior y el interior. En el cálculo de la carga con el programa HAP será necesario introducir el coeficiente de sombra  $SC$  como:

$$SC = 1,16 \cdot FS$$

y el coeficiente global de transmisión de calor, variable según el grado de ventilación de la fachada.

– *Doble fachada con vidrios simples en el exterior y el interior y sin ventilación.*

- Factor solar:

$$FS = \bar{\tau} + \alpha_o \cdot \frac{U}{h_o} + \alpha_i \cdot U \cdot \left( \frac{1}{h_o} + \frac{1}{h'_s} \right)$$

$\bar{\tau}$ , es la transmitancia global de la doble fachada según A.6.2.

$\alpha_o$ , es la absorbancia del vidrio exterior, obtenida según el apartado A.6.2

$\alpha_i$ , es la absorbancia del vidrio interior, obtenida según el apartado A.6.2

El coeficiente de transmisión  $U$  es:

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_o} + \frac{1}{h'_s} + \frac{1}{h_i}$$

donde  $h_o$  y  $h_i$  son los coeficientes de convección de las caras exterior (cara 1) e interior (cara 4) de la fachada según A.6.3. El coeficiente  $h'_s$  será:

$$\frac{1}{h'_s} = \frac{2}{h_s}$$

aceptando para  $h_s$  el valor que se propone en A.6.3 para el espacio entre vidrios de la doble fachada.

- El coeficiente global de transmisión de la doble fachada es  $U$ , a incorporar en el programa HAP cuando se define la fachada como una ventana con el factor solar indicado.

- Doble fachada con vidrios simples en el exterior y el interior y con mucha ventilación ( $G/S > 0,033 \text{ kg/s m}^2$ )

- Factor solar:

$$FS = \bar{\tau} + \alpha_i \frac{h_i}{h_i + h_s} = \bar{\tau} + \alpha_i \frac{U_i}{h_s}$$

$\bar{\tau}$ , es la transmitancia global de la doble fachada, según A.6.2.

$h_s$  y  $h_i$  son los coeficientes de convección en cada una de las caras del vidrio interior, según A.6.3.

- El coeficiente global de transmisión  $U_i$  de la fachada, a introducir en el programa HAP, es:

$$\frac{1}{U_i} = \frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_s}$$

- Doble fachada con vidrio simple en el exterior y vidrio doble en el interior y sin ventilación.

- Factor solar:

$$FS = \bar{\tau} + \alpha_o \cdot \frac{U}{h_o} + \alpha \cdot U \cdot \left( \frac{1}{h_o} + \frac{1}{h_s} + \frac{1}{h'_s} \right)$$

$\bar{\tau}$ , es la transmitancia global de la doble fachada según A.6.2.

$\alpha_o$ , es la absorbancia del vidrio simple exterior de la doble fachada, obtenida según el apartado A.6.2.

$\alpha = \alpha'_o + \alpha'_i$ , es la absorbancia del vidrio simple equivalente al vidrio doble interior de la doble fachada, con:  $\alpha'_o$  y  $\alpha'_i$  las correspondientes a los dos vidrios de la composición doble.

$h_o$ , es el coeficiente de convección en la cara exterior (cara 1) del vidrio exterior, según A.6.3.

$h_s$ , es el coeficiente de convección en el espacio entre vidrios de la doble fachada, según A.6.3.

$h'_s$ , es el coeficiente de convección referido al vidrio simple equivalente:

$$h'_s = \frac{h_s \cdot h_v}{h_s + h_v}$$

$U$ , es el coeficiente global de transmisión:

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_o} + \frac{1}{h'_i} + \frac{1}{h_s} + \frac{1}{h'_s}$$

- Este coeficiente  $U$  es también el que ha de introducirse en el programa HAP.

- Doble fachada con vidrio simple en el exterior y vidrio doble en el interior y con mucha ventilación ( $G/S > 0,033 \text{ kg/s m}^2$ )

- Factor solar:

$$FS = \bar{\tau} + \alpha \cdot \frac{h'_i}{h'_i + h'_s}$$

$\bar{\tau}$ , es la transmitancia global de la doble fachada considerada como una composición de un vidrio simple exterior y de un vidrio simple equivalente al vidrio doble en el interior.

$\alpha = \alpha'_o + \alpha'_i$ , es la absorbancia del vidrio simple equivalente al vidrio doble interior de la doble fachada (con  $\alpha'_o$  y  $\alpha'_i$  las absorbancias correspondientes al vidrio exterior y al interior del vidrio doble).

$h'_i$  y  $h'_s$  son los coeficientes de convección en las dos caras del vidrio simple equivalente al doble interior:

$$h'_i = \frac{h_i \cdot h_v}{h_i + h_v} \quad h'_s = \frac{h_s \cdot h_v}{h_s + h_v}$$

- El coeficiente global de transmisión  $U_i$  de la fachada, a introducir en el programa HAP, es:

$$\frac{1}{U_i} = \frac{1}{h'_i} + \frac{1}{h'_s}$$

- Doble fachada con poca ventilación ( $G/S < 0,033 \text{ kg/s m}^2$ )

En todos los casos se aplicará una interpolación lineal entre los casos de ventilación nula y mucha ventilación ( $G/S > 0,033 \text{ kg/s m}^2$ ):

$$FS = FS_2 + (FS_1 - FS_2) \cdot (0,033 - G/S) / 0,033$$

Siendo  $FS_1$  el factor solar con ventilación nula y  $FS_2$  el correspondiente a mucha ventilación ( $G/S > 0,033 \text{ kg/s m}^2$ ). Este valor, en general, será superior al valor más exacto obtenido a partir de la ecuación (8):

$$Q_1 = h_i(B - t_i) \cdot S + \frac{h_i \cdot h_s}{h_i + h_s} \left[ \theta \cdot S + \frac{(\theta - t_o)}{a \cdot S} (e^{-a \cdot S} - 1) \cdot S \right]$$

haciendo que:  $FS = (Q_1 + q_t - q_c) / I \cdot S$

siendo:  $q_t = \tau \cdot I \cdot S$   $q_c = U \cdot S \cdot (t_o - t_i)$



## A.7 JUSTIFICACIÓN DE LAS ECUACIONES A.1 - A.3

Conviene considerar que la deducción de la expresión del valor del factor solar, que también se lleva a cabo, es una aproximación con hipótesis poco realistas, pero que consigue llegar a una formulación correcta en forma de lo que se indica como ecuación A.17.

### DOBLE FACHADA

#### ▪ Cálculo de la Transmitancia Global

Caras 1 a 4

$e$  vidrio exterior

$i$  vidrio interior

$I$  radiación incidente

$\tau$  transmitancia global

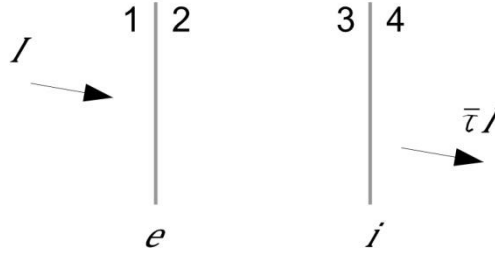
$S$  superficie de fachada

$A$  transmisión vidrio exterior

$B$  reflexiones en la cara 3

$C$  reflexiones en la cara 2

$D$  transmisión vidrio interior



Análisis después de  $n$  reflexiones ( $0$  a  $\infty$ ) considerando  $I/S = 1$

$n$	$A$	$B$	$C$	$D$
0	$\tau_0$			$\tau_e \tau_i$
1		$\tau_e \int_3$	$\tau_e \int_2 \int_3$	$\tau_e \int_2 \int_3 \tau_i$
2		$\tau_e \int_2 \int_3 \int_3$	$\tau_e \int_2 \int_3^2 \int_2$	$\tau_e \int_2^2 \int_3^2 \tau_i$
3				

Suma de  $D \equiv \bar{\tau}$

$$\bar{\tau} = \tau_e \tau_i + \tau_e \tau_i \int_2 \int_3 + \tau_e \tau_i \int_2^2 \int_3^2 + \tau_e \tau_i \int_2^3 \int_3^3 + \dots$$

Multiplicando por  $\int_2 \int_3$ :

$$\bar{\tau} \int_2 \int_3 = \tau_e \tau_i \int_2 \int_3 + \tau_e \tau_i \int_2^2 \int_3^2 + \tau_e \tau_i \int_2^2 \int_3^3 + \dots$$

$$\bar{\tau} - \bar{\tau} \int_2 \int_3 = \tau_e \tau_i$$

$$\bar{\tau} = \frac{\tau_e \tau_i}{1 - \int_2 \int_3} \quad (\text{Ecuación A.14})$$

#### ▪ Cálculo de la absorción de los vidrios exterior e interior

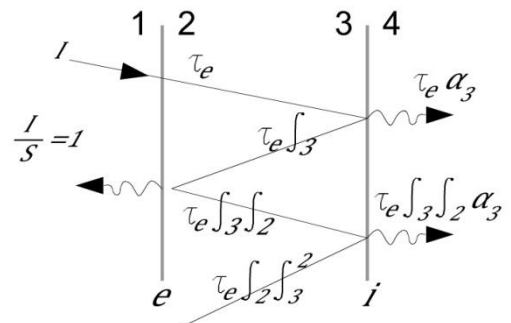
$A$  absorción vidrio exterior

$B$  reflexiones en la cara 2

$C$  reflexiones en la cara 3

$D$  absorción vidrio interior

Análisis después de  $n$  reflexiones



<b>n</b>	<b>A</b>	<b>B</b>	<b>C</b>	<b>D</b>
0	$\alpha_1$			$\tau_e \alpha_3$
1	$\tau_e \int_3 \alpha_2$		$\tau_e \int_3$	
2		$\tau_e \int_3 \int_2$		$\tau_e \int_3 \int_2 \alpha_3$
3	$\tau_e \int_2 \int_3^2 \alpha_2$		$\tau_e \int_2 \int_3^2$	
4		$\tau_e \int_2^2 \int_3^2$		$\tau_e \int_2^2 \int_3^2 \alpha_3$
5	$\tau_e \int_2^2 \int_3^3 \alpha_2$		$\tau_e \int_2^2 \int_3^3$	
		$\tau_e \int_2^3 \int_3^3$		$\tau_e \int_2^3 \int_3^3 \alpha_3$

**Absorción vidrio exterior:**

$$\alpha_e = \alpha_i + \tau_e \int_3 \alpha_2 + \tau_e \int_2 \int_3^2 \alpha_2 + \tau_e \int_2^2 \int_3^3 \alpha_2 + \dots$$

$$\alpha_e \int_2 \int_3 = \alpha_i \int_2 \int_3 + \tau_e \int_2 \int_3^2 \alpha_2 + \tau_e \int_2^2 \int_3^3 \alpha_2 + \tau_e \int_2^3 \int_3^4 \alpha_2 + \dots$$

$$\alpha_e - \alpha_e \int_2 \int_3 = \alpha_i + \tau_e \int_3 \alpha_2 - \alpha_i \int_2 \int_3 = \alpha_i (1 - \int_2 \int_3) + \alpha_2 + \tau_e \int_3$$

$$\alpha_e = \alpha_1 + \alpha_2 + \frac{\tau_e \int_3}{1 - \int_2 \int_3} \quad (\text{Ecuación A.15})$$

**Absorción vidrio interior:**

$$\alpha_i = \tau_e \alpha_3 + \tau_e \int_2 \int_3 \alpha_3 + \tau_e \int_2^2 \int_3^2 \alpha_3 + \tau_e \int_2^3 \int_3^3 \alpha_3 + \dots$$

$$\alpha_i \int_2 \int_3 = \tau_e \alpha_3 \int_2 \int_3 + \tau_e \int_2^2 \int_3^2 \alpha_3 + \tau_e \int_2^3 \int_3^3 \alpha_3 + \dots$$

$$\alpha_i - \alpha_i \int_2 \int_3 = \tau_e \alpha_3$$

$$\alpha_i = \alpha_3 \frac{\tau_e}{1 - \int_2 \int_3} \quad (\text{Ecuación A.16})$$

▪ **Factor Solar de la Doble Fachada**

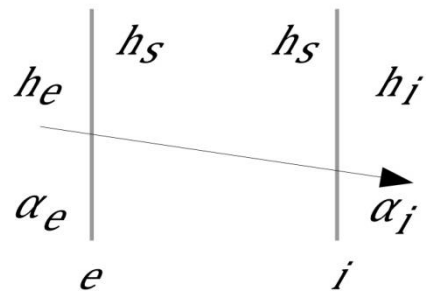
La cantidad de calor entrante en el espacio interior del edificio será la suma de la radiación global entrante ( $I\bar{\tau}$ ) y del calor entrante por conducción y convección de la parte absorbida por los vidrios. El cálculo de la transmisión por conducción/convección se hace en dos partes (sobre la unidad de superficie).

**Del vidrio exterior al espacio interior:**

Los coeficientes de transmisión por convección entre el vidrio exterior y el espacio entre vidrios, y entre este espacio y el vidrio interior  $h_s$  se consideran iguales entre ellos y asimilables al coeficiente  $h_i$  de transmisión por convección entre vidrio interior y el espacio interior.

Se desprecian las resistencias térmicas de los vidrios, la parte  $\emptyset$  del calor absorbido por el vidrio exterior que va en el espacio interior es:

$$I.\alpha_e p = U_{ei}(t_v - t_i)$$



El resto del calor absorbido va al exterior:

$$I\alpha_e(1-p) = h_e(t_v - t_e)$$

Si se admite que:

$$(t_v - t_i) \simeq (t_v - t_e)$$

Resulta:

$$\frac{p}{1-p} = \frac{U_{ei}}{h_e} = \frac{\frac{1}{h_e}}{\frac{1}{U_{ei}}}$$

El coeficiente  $U_{ei}$  es:

$$\frac{1}{U_{ei}} = \frac{1}{U} - \frac{1}{h_e}$$

Siendo  $U$  el coeficiente global de la doble fachada así:

$$\frac{p}{1} = \frac{\frac{1}{h_e}}{\frac{1}{U_{ei}} + \frac{1}{h_e}} = \frac{\frac{1}{h_e}}{\frac{1}{U}} = \frac{U}{h_e}$$

Por tanto el calor transmitido al exterior:

$$q_{l=I\alpha_e} \frac{U}{h_e}$$

#### **Del vidrio exterior al espacio interior:**

La parte que proporciona el calor absorbido, que va al interior es:

$$I\alpha_i p = h_i(t_v - t_i)$$

La parte restante va al exterior:

$$I\alpha_i(1-p) = (t_v - t_o)U_{ie}$$

Como antes:

$$\frac{p}{1-p} = \frac{\frac{1}{U_{ie}}}{\frac{1}{h_i}}$$

El coeficiente global  $U$  es:

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_e} + \frac{2}{h_s} + \frac{1}{h_i}$$

El coeficiente  $U_{ei}$  es:

$$\frac{1}{U_{ie}} = \frac{1}{U} - \frac{1}{h_i}$$

Así:

$$\frac{p}{1-p} = \frac{\frac{1}{U} - \frac{1}{h_i}}{\frac{1}{h_i}}$$

$$\frac{p}{1} = \frac{\frac{1}{U} - \frac{1}{h_i}}{\frac{1}{U}} = \frac{\frac{1}{h_e} + \frac{2}{h_s}}{\frac{1}{U}} = U \left( \frac{1}{h_e} + \frac{2}{h_s} \right)$$

El calor en el interior:

$$q_2 = I \alpha_i U \left( \frac{1}{h_e} + \frac{2}{h_s} \right)$$

El calor que pasa en el interior:

$$q_{ri} = I \cdot \bar{\tau} + q_1 + q_2$$

El factor solar resulta:

$$FS = \bar{\tau} + \alpha_e \frac{U}{h_e} + \alpha_i U \left( \frac{1}{h_e} + \frac{2}{h_s} \right) \quad (\text{Ecuación A.17})$$

## A.8 CONCLUSIONES

- El análisis de la doble fachada indica que la ganancia de calor en el interior del edificio se compone de dos partes: una debida directamente al efecto de la radiación solar, que viene caracterizada por un valor del factor solar del conjunto de la doble fachada, y una segunda parte debida a la transmisión de calor por conducción y convección en la hipótesis que no hubiera radiación solar, y que es responsable del calentamiento de los vidrios de la fachada. Así pues, la ganancia por unidad de superficie de la fachada es:
- El factor solar de la doble fachada es función de los coeficientes de convección en el conjunto de la fachada (aire exterior, aire entre los vidrios y aire interior), de las absorbancias de los dos elementos de vidrio y del grado de ventilación de la doble fachada —a través de la relación entre el caudal másico de aire y la superficie frontal de la fachada.

- El factor solar es máximo en ausencia de ventilación, y disminuye al aumentar el caudal de ventilación. A partir de un valor relativamente alto de la ventilación, no obstante, el factor solar se mantiene muy constante o con poca variación. Se puede considerar que a partir de unos 0,033 kg/ s. m<sup>2</sup> de caudal de aire no hay variación apreciable en el valor del factor solar.
- Cuando hay mucha ventilación, tan sólo son importantes las características del vidrio interior.
- El coeficiente de transmisión de calor por conducción y convección puede tener un valor mínimo en el caso de la ventilación nula, valor que corresponde al del conjunto de los elementos que forman la fachada (vidrio exterior y vidrio interior). El valor del coeficiente va creciendo con el incremento de la ventilación, de manera que cuando ésta se hace infinita su valor es igual al del conjunto del vidrio interior.
- Cuando hay poca ventilación o ésta es simplemente por convección natural con poca altura, las emitanancias de los dos elementos de vidrio exterior e interior pueden ser relevantes, ya que repercuten sobre los coeficientes de convección en el espacio entre los vidrios. La emisividad del vidrio exterior no es importante cuando la ventilación es muy grande.
- En caso de aprovechamiento de la radiación solar en invierno, una doble fachada ha de permitir la máxima entrada de radiación solar y la mínima pérdida por conducción y convección. Por lo tanto, una doble fachada sin ventilar es la mejor opción.
- En régimen de verano la fachada ha de limitar al máximo la entrada de radiación solar (con un factor solar pequeño) y, de manera secundaria, minimizar la entrada de calor por conducción y convección. La doble fachada, pues, ha de ser ventilada. El valor del caudal de ventilación estará ligado a la orientación de la fachada, a la latitud del lugar (que determina el valor de la radiación solar) y a los valores de los coeficientes de transmisión de calor por conducción y convección.
- Cuando la doble fachada tiene un vidrio doble en la piel interior han de modificarse los coeficientes U y U<sub>i</sub> para tener en cuenta el efecto del vidrio simple equivalente.
- El análisis realizado no diferencia entre un flujo de aire de ventilación vertical o uno horizontal.

## **BASES TEÓRICAS DEL SOFTWARE DE SIMULACIÓN TÉRMICA TAS EDSL**

### **B.1 PRINCIPIOS DE SIMULACIÓN**

Tas es una herramienta de software que simula el comportamiento térmico de los edificios. Las principales aplicaciones del programa son la evaluación del comportamiento ambiental del edificio, la predicción de su consumo de energía, el dimensionado de sus plantas y equipos, así como el análisis de las opciones de ahorro de energía del mismo.

El enfoque fundamental adoptado por Tas es la simulación dinámica. Esta técnica sigue el estado térmico del edificio a través de una serie de instantáneas horarias, proporcionando al usuario una visión detallada de la forma en que se comportará, no sólo en condiciones extremas de diseño, sino a lo largo de un año típico. Este enfoque permite tener en cuenta de manera adecuada las influencias de los numerosos procesos térmicos que se producen en el edificio, su distribución temporal, así como su ubicación e interacción.

Los procesos de transferencia de calor tenidos en cuenta por el programa se muestran esquemáticamente en la Figura B.1.

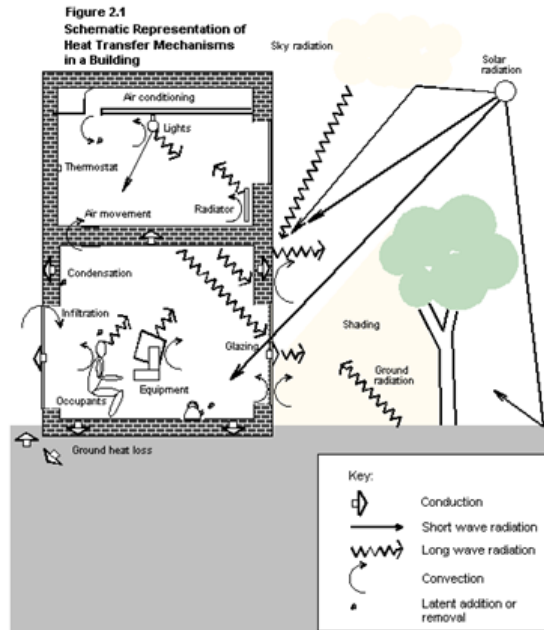


Figura B.1. Mecanismos de transmisión de calor en el edificio considerados por el software TAS

La **conducción** a través de los cerramientos del edificio se trata dinámicamente, utilizando un método derivado de la técnica del factor de respuesta del estándar ASHRAE. Este procedimiento computacional calcula los flujos de calor por conducción en las superficies de los elementos constructivos como funciones del historial de temperatura en dichas superficies. Pueden ser tratadas construcciones de hasta 12 capas, donde cada capa puede estar compuesta de un material opaco, un material transparente o un gas. El programa dispone de bases de datos de materiales y construcciones, procedentes de distintas referencias usadas comúnmente.

La **convección** en las superficies del edificio, por su parte, es tratada utilizando una combinación de relaciones teóricas y empíricas que relacionan el flujo de calor convectivo con la diferencia de temperaturas, la orientación de la superficie y, en caso de convección externa, con la velocidad del viento.

El intercambio de calor por **radiación de onda larga** se modela usando la ley de Stefan-Boltzmann, utilizando las emisividades de las superficies proporcionadas por la base de datos de materiales. La radiación de onda larga procedente del cielo y del suelo se tratan utilizando relaciones empíricas.

La **radiación solar** absorbida, reflejada y transmitida por cada elemento del edificio se calcula a partir de los datos solares disponibles en el archivo climático del programa. El cálculo implica la resolución de la radiación en sus componentes directa y difusa, y el cálculo de los flujos incidentes a través de la posición solar y de modelos empíricos de radiación celeste. La absorción, reflexión y transmisión se calculan a partir de las propiedades termofísicas de los elementos de construcción. Pueden incluirse elementos de sombra exteriores, así como un seguimiento de los patrones de sombra introducidos por el sol, en función de su posición, sobre las superficies que forman el modelo.

La radiación solar que entra en una zona a través de los elementos constructivos transparentes incide sobre las superficies internas, en las que puede ser absorbida, reflejada o transmitida en función de las propiedades de dichas superficies. La distribución de la radiación

solar reflejada y transmitida continúa hasta que toda la radiación incidente a la zona ha sido contabilizada.

Las **condiciones internas**, que incluyen las ganancias térmicas de los diferentes espacios debidas a la iluminación, la ocupación y los equipos, así como las tasas de infiltración y las especificaciones de operación de la planta se agrupan en perfiles de funcionamiento, que se aplican a las diferentes zonas del edificio.

Las ganancias térmicas son modeladas de manera que en la resolución se separan los componentes convectivos y radiantes. La parte convectiva se incorpora en el aire de la zona, mientras que las ganancias radiantes se distribuyen entre las superficies de la zona.

Las infiltraciones, la ventilación y el movimiento del aire entre las diferentes zonas del edificio provocan una transferencia de calor entre las masas de aire, que queda representada por términos que incluyen el flujo másico de aire, las diferencias de temperatura y la capacidad calorífica del aire.

Las plantas de calefacción y refrigeración se representan mediante las capacidades de las mismas, sus puntos de ajuste y las condiciones máximas y mínimas de operación. Al igual que las ganancias térmicas, las entradas de la planta pueden tener un porcentaje radiante y otro convectivo, en función del tipo de equipo que se esté considerando.

Tas resuelve el **balance de calor sensible** para una zona mediante la creación de ecuaciones que representan los balances de energía individuales para el aire y para cada una de las superficies circundantes. Estas ecuaciones se combinan a continuación con más ecuaciones que representan los balances de energía en las superficies externas, y todo el conjunto de ecuaciones se resuelve simultáneamente para generar las temperaturas del aire, las temperaturas de las superficies y las cargas térmicas asociadas a la zona considerada. Este procedimiento se repite para cada hora de la simulación.

También se lleva a cabo, para cada zona, un **balance de los componentes latentes** de las ganancias térmicas consideradas. Este balance tiene en cuenta las ganancias latentes, la transferencia de humedad debida al movimiento del aire y las condiciones de operación de la planta de humidificación y deshumidificación.

Al comenzar una simulación, el estado térmico de todos los componentes del edificio se inicializa con una condición de estado estacionario, determinada según la temperatura del aire exterior para la primera hora de la simulación –leída por el programa del archivo climático– para unas condiciones de temperatura interior de 18°C. Además, cada simulación debe incluir un período de **preacondicionamiento** de 10 días o más, para asegurar que el efecto de las condiciones iniciales en las que se encuentra el edificio es despreciable al inicio del periodo de simulación. El número de días de preacondicionamiento necesario para obtener resultados correctos varía en función del tipo de material empleado en los componentes del edificio y de las condiciones internas.

Los siguientes son algunos de los factores que influyen en el comportamiento térmico de un edificio y cuyas influencias el programa Tas permite investigar al usuario:

- Aislamiento térmico.
- Inercia térmica (masa térmica).
- Propiedades de los vidrios.



- Geometría y orientación del edificio.
- Condiciones climáticas.
- Sombras introducidas por edificios vecinos o por el propio edificio.
- Infiltraciones.
- Ventilación natural.
- Ventilación mecánica.
- Ganancias térmicas solares.
- Ganancias térmicas procedentes de iluminación, ocupación y equipos (componentes sensible y latente).
- Diversas características de la planta: puntos de operación máximos y mínimos del sistema, patrones horarios de funcionamiento, características radiantes/convectivas, etc.

El programa Tas proporciona datos de salida en forma gráfica y tabulada, que permite determinar los efectos de los factores arriba indicados sobre:

- La temperatura del aire.
- La temperatura radiante media.
- La temperatura resultante.
- Las temperaturas de las superficies.
- La humedad ambiental.
- Las condensaciones.
- Las cargas latentes y sensibles.
- El consumo de energía del sistema.
- El dimensionado de la planta.

## **B.2 TRATAMIENTO DE LA CONDUCCIÓN**

### **B.2.1 Algoritmo de conducción empleado por Tas**

La transferencia de calor por conducción variable en el tiempo y el almacenamiento de calor en la estructura del edificio se modela en Tas usando el método *normal co-ordinate* (Gough 1982), con un paso de tiempo de 1 hora. Este método es una variación de los métodos basados en Factores de Respuesta y Funciones de Transferencia de Conducción (Stephenson y Mitalas 1971), pero ofreciendo ahorros en el tiempo de ejecución y almacenamiento de datos en relación con dichos métodos.

El método asume un flujo de calor lineal y unidimensional, y se basa en las técnicas analíticas desarrolladas por Pipes (1957) y Stephenson y Mitalas (1971). Los datos se incorporan en forma de temperaturas superficiales uniformes, y se generan valores para la temperatura o el flujo de calor en cualquier punto deseado de la pared.

### B.2.2 Procedimiento de cálculo

El método de coordenadas normales calcula los flujos de calor y las temperaturas en cada elemento constructivo a partir del historial de temperaturas superficiales de sus componentes. Este método asume que el comportamiento de las temperaturas de las diferentes superficies en un paso de tiempo puede ser descrito por interpolación lineal de los valores de la muestra.

Las principales magnitudes de interés son los flujos de calor en las dos superficies (interior y exterior) de cada componente constructivo. Estos flujos se calculan a partir de las temperaturas de la superficie en cada instante determinado y de un conjunto de variables de coordenadas normales, según las expresiones siguientes:

Condición de flujo de calor en la superficie interna:

$$W^{cond,int} = X^0 T^{int} + X^1 \langle T^{int} \rangle - Y^0 T^{ext} - Y^1 \langle T^{ext} \rangle + \sum_{n=1}^N V_n^{int} v_n \quad (\text{Ecuación B.1})$$

Condición de flujo de calor en la superficie externa:

$$W^{cond,ext} = Z^0 T^{ext} + Z^1 \langle T^{ext} \rangle - Y^0 T^{int} - Y^1 \langle T^{int} \rangle + \sum_{n=1}^N V_n^{ext} v_n \quad (\text{Ecuación B.2})$$

Dónde:

$W^{cond,int}$  es el flujo de calor por conducción ( $\text{W/m}^2$ ) en la superficie interna (positivo hacia la pared).

$W^{cond,ext}$  es el flujo de calor por conducción ( $\text{W/m}^2$ ) en la superficie externa (positivo hacia la pared).

$T^{int}$  es la temperatura de la superficie interna ( $^{\circ}\text{C}$ ).

$T^{ext}$  es la temperatura de la superficie externa ( $^{\circ}\text{C}$ ).

$\langle \chi \rangle$  (donde  $\chi$  es cualquier variable) denota el valor de  $X$  en el paso temporal previo.

$X^0, X^1, Y^0, Y^1, Z^0, Z^1$  son los factores de respuesta ( $\text{W/m}^2\text{K}$ ) –constantes que caracterizan la respuesta de la pared ante el historial de temperatura de la superficie–.

$v_n$  ( $n = 1, 2 \dots N$ ) son un conjunto de variables de coordenadas normales (con las dimensiones del flujo de calor ( $\text{W/m}^2$ )) que describen el estado térmico de la pared en cada paso temporal  $t$ , en relación con un conjunto de funciones propias.

$V_n^{int} V_n^{ext}$  ( $n = 1, 2 \dots N$ ) son constantes adimensionales que caracterizan la relación entre los flujos de calor superficiales y las variables de coordenadas normales.

Las variables de coordenadas normales son actualizadas en cada paso temporal utilizando las temperaturas superficiales del paso temporal previo. Al inicio de una simulación, los historiales de temperatura de las superficies y las variables de coordenadas normales se inicializan a una condición de estado estacionario. Este proceso de preconditionamiento garantiza que la condición inicial no tenga una influencia significativa en los resultados de la simulación. A medida que avanza la simulación, las ecuaciones B.1 y B.2 se utilizan en cada paso de tiempo para establecer relaciones lineales entre las temperaturas actuales y los flujos de calor en las superficies de cada componente. Esas relaciones se incorporan en las ecuaciones de la matriz que representa el balance global de calor para cada zona.

## B.3 TRATAMIENTO DE LA CONVECCIÓN

### B.3.1 Convección exterior

El coeficiente de convección exterior  $h^{ext}$  se calcula hora a hora en función de los datos de velocidad del viento  $v_m$  proporcionados por el archivo climático. Se utiliza la siguiente expresión de CIBSE:

$$h^{ext} = 5,8 + 4,1 \cdot v_m \quad (\text{Ecuación B.3})$$

Así pues, el flujo de calor convectivo de las superficies en contacto con el aire exterior es:

$$W^{conv,ext} = h^{ext}(T_0^{air} - T^{ext}) \quad (\text{Ecuación B.4})$$

Dónde  $T_0^{air}$  es la temperatura del aire exterior y  $T^{ext}$  es la temperatura de la superficie en contacto con dicho aire.

### B.3.2 Convección interior

TAS utiliza diferentes aproximaciones del método de Alamdari y Hammond (1983), según el tipo de componente constructivo considerado, para calcular la convección entre las superficies interiores del edificio y el aire que las rodea.

Así, para el caso de las paredes (superficies verticales, con flujo de calor horizontal), la expresión que emplea es la siguiente:

$$h^{int} = h^H + 1,23(\Delta T)^{1/3} \quad (\text{Ecuación B.5})$$

Dónde  $h^H$  es un término dependiente de la altura libre del espacio interior:

$$h^H = \frac{1}{(670,656 \cdot H^6 + 120,43 \cdot H^{8,7})^{1/6}} \quad (\text{Ecuación B.6})$$

Así pues, el flujo de calor convectivo de las superficies en contacto con el aire interior es:

$$W^{conv,int} = h^{int}(T^{air} - T^{int}) \quad (\text{Ecuación B.7})$$

Dónde  $T^{air}$  es la temperatura del aire interior y  $T^{int}$  es la temperatura de la superficie en contacto con dicho aire.

## B.4 TRATAMIENTO DE LA RADIACIÓN DE ONDA LARGA

### B.4.1 Radiación de onda larga exterior

El programa TAS considera el efecto de la radiación del cielo claro modificado por un coeficiente (entre 0 y 1) que simula el efecto de las nubes sobre la radiación incidente sobre las superficies exteriores del edificio. Además, también considera el efecto de la radiación de onda larga procedente del terreno, que emite cierta radiación de onda larga en función de su emisividad (que se asume como de 0,95).

El flujo de radiación de onda larga procedente del ambiente e incidente en las superficies exteriores ( $R^{env}$ ) depende pues de estos dos componentes. Por su lado, el flujo de calor por

radiación de onda larga radiado por dichas superficies exteriores depende de sus temperaturas ( $\Theta^{ext}$ ) y emisividades superficiales ( $\varepsilon^{ext}$ ), del siguiente modo:

$$R^{ext} = \varepsilon^{ext} \cdot \Theta^{ext^4} \quad (\text{Ecuación B.8})$$

De manera que la ganancia radiante neta sobre cada superficie exterior ( $q^{rad,ext}$ , en Watts) queda expresada por:

$$q^{rad,ext} = \varepsilon^{ext} AR^{env} - AR^{ext} \quad \text{Ecuación B.9})$$

#### B.4.2 Radiación de onda larga interior

TAS modeliza el intercambio de calor por radiación de onda larga en los espacios interiores mediante el método de Carroll (1980), que simplifica los cálculos al acoplar cada superficie interior a un nodo ficticio (MRT) en el que se calcula una temperatura radiante que sirve para determinar el flujo de calor por radiación transmitido. Cada superficie  $i$  queda acoplada a un nodo MRT a través del siguiente coeficiente:

$$G_i = h^{rad,int} A_i F_i \quad (\text{Ecuación B.10})$$

Dónde  $A_i$  es el área de la superficie  $i$ ,  $F_i$  es el factor de visión entre la superficie y el nodo MRT (calculado por el programa) y  $h^{rad,int}$  es un coeficiente de transferencia de calor por radiación linealizado, función de la temperatura de referencia de la zona elevada al cubo y de la constante de Stefan-Boltzmann.

Así pues, la temperatura en el nodo MRT ( $T^{MRT}$ ) depende de la temperatura interior ( $T^{int}$ ) y de este coeficiente  $G_i$ . El flujo de calor radiante entre la superficie  $i$  y el nodo MRT es:

$$-q^{rad,int} = G_i (T_i^{int} - T^{MRT}) \quad (\text{Ecuación B.11})$$

Por convenio, se considera que los flujos de calor convectivos y radiantes son positivos en la dirección del ambiente hacia la superficie, y negativos en sentido contrario.

### B.5 TRATAMIENTO DE LA RADIACIÓN SOLAR

#### B.5.1 Radiación solar incidente en el edificio

El archivo climático que emplea TAS contiene valores horarios de la radiación global ( $I_{hor}^{glob}$ ) y difusa ( $I_{hor}^{dif}$ ) medidas en el plano horizontal ( $W/m^2$ ). El programa calcula la posición solar en base al algoritmo de Michalsky (1988), y proyecta el componente directo de la radiación solar ( $\zeta^{dir}$ ) sobre las superficies que forman la envolvente del edificio.

Por otro lado, también calcula las compontes de la radiación solar procedentes del cielo ( $\zeta^{sky}$ ), en función de la radiación difusa horizontal, y la reflejada por el terreno ( $\zeta^{gnd}$ ), en función de la radiación global horizontal.

Una vez que el flujo total de radiación solar ( $\zeta^{dir} + \zeta^{sky} + \zeta^{gnd}$ ) incide sobre las superficies exteriores del edificio, éste es absorbido (en el caso de las superficies opacas) o absorbido y transmitido (en el caso de las superficies semitransparentes) en función de los valores (introducidos por el usuario) de absorbancia y transmitancia de cada una de dichas superficies. La fracción de radiación solar incidente (tanto directa como difusa) es distribuida a través de

una serie de reflexiones en las superficies interiores, de manera que parte de esta radiación es absorbida por las mismas.

Finalmente, TAS calcula la ganancia solar superficial total, tanto para la cara exterior ( $q_i^{sol,int}$ ) como para la interior ( $q_i^{sol,ext}$ ) de cada superficie. La ganancia solar de una zona ( $Q^{sol}$ ) es la suma de las ganancias solares de todas las superficies interiores que están en contacto con dicha zona.

## B.6 GANANCIAS INTERNAS

### B.6.1 Ganancias de calor por condiciones internas

En la especificación de las condiciones internas aplicadas a las diferentes zonas el usuario indica las ganancias (en  $W/m^2$ ) asociadas a la iluminación ( $W^{light}$ ), la ocupación (sensible  $W^{occS}$  y latente  $W^{occL}$ ) y los equipos (sensible  $W^{equS}$  y latente  $W^{equL}$ ). Las ganancias totales ( $Q$ , en  $W$ ) se calculan directamente multiplicándolas por las áreas efectivas de cada zona.

### B.6.2 Ganancias de calor por ventilación e infiltraciones

Representan el calor ganado (o perdido si el signo resultante es negativo) por una zona debida al intercambio de aire entre dicha zona y el ambiente exterior.

El programa calcula estas ganancias ( $Q^{vent}$  y  $Q^{inf}$ ) en función de la temperatura del aire de la zona, de la temperatura del aire exterior y del caudal másico (kg/s) de aire de ventilación o infiltración existente (que el usuario ha introducido previamente en el programa al definir las condiciones internas de aplicación en cada zona).

Del mismo modo, TAS calcula las ganancias de calor vinculadas al movimiento de aire entre zonas ( $Q^{am}$ ), ya sea movido éste por medios naturales o forzados.

## B.7 METODOLOGÍA DE RESOLUCIÓN

El programa TAS utiliza el **método del balance** para resolver las ecuaciones planteadas en cada zona. Este método consiste básicamente en realizar balances de energía en cada una de las superficies que conforman el edificio y un balance de energía y humedad en el aire de cada recinto.

Para cumplimentar el método, en las superficies internas de los cerramientos se establece un balance de energía en el que se estima el flujo de calor transmitido entre las caras del mismo. Además, se plantea el balance de energía en el aire para cada zona. Las ecuaciones generadas se combinan después con otras ecuaciones que representan los balances de energía en las superficies externas, y todo el conjunto se resuelve simultáneamente para generar las temperaturas del aire, las temperaturas de las superficies y las cargas térmicas asociadas a la zona considerada. Este procedimiento se repite para cada hora de la simulación.

Una vez realizado el balance de calor sensible, se procede de igual manera con el balance de calor latente en el aire del recinto. En este caso se contabilizan los aportes de los ocupantes, de los equipos y de la ventilación y climatización, teniendo en cuenta las características del aire introducido y de la planta de climatización.

El balance de calor sensible realizado por TAS tiene en cuenta los siguientes componentes:

▪ **Balance de calor en el aire:**

El balance de calor en el aire para cada zona cuantifica la tasa a la cual se incorpora éste al aire a través de las ganancias por infiltraciones, ventilación, movimiento del aire, ganancias internas y componentes convectivos de la planta de climatización y de las superficies que envuelven la zona:

$$Q^{air} = Q^{inf} + Q^{vent} + Q^{am} + Q^{gains,conv} + Q^{plant,conv} - \sum q_i^{conv,int} \quad (\text{Ecuación B.12})$$

La ecuación, una vez desarrollada, indica la existencia de una relación lineal entre la temperatura del aire de la zona, las temperaturas superficiales de la misma y la potencia de entrada de la planta de climatización.

▪ **Balance de calor en las superficies internas:**

El balance de calor en las superficies internas se expresa según la siguiente ecuación, que iguala el flujo de calor por conducción a través de la superficie interna de un componente con la ganancia de calor total por convección, el intercambio radiante de onda larga, las ganancias solares, las ganancias por cargas internas y la fracción radiante de la aportación de calor de la planta:

$$q_i^{cond,int} = q_i^{conv,int} + q_i^{rad,int} + q_i^{sol,int} + q_i^{gains,int} + q_i^{plant,int} \quad (\text{Ecuación B.13})$$

▪ **Balance de calor en las superficies externas:**

Las expresiones concretas para estimar los distintos flujos de calor varían según el tipo de superficie.

- **Elemento tipo exterior y transparente:**

Este tipo de elementos están expuestos al ambiente exterior por su cara externa. El balance de calor en la superficie toma la siguiente forma:

$$q_i^{cond,ext} = q_i^{conv,ext} + q_i^{rad,ext} + q_i^{sol,ext} \quad (\text{Ecuación B.14})$$

La ecuación, una vez desarrollada, indica la existencia de una relación lineal entre  $T_i^{ext}$  y  $T_i^{int}$ .

- **Elemento tipo suelo en contacto con el terreno:**

La temperatura de la superficie exterior se asume que es igual a la temperatura del terreno,  $T^{gnd}$ , de manera que la condición de contorno exterior queda representada por la ecuación:

$$T_i^{ext} = T^{gnd} \quad (\text{Ecuación B.15})$$

- **Elemento tipo interior:**

La superficie externa es una superficie de la misma zona considerada, de manera que el balance de calor queda definido por la ecuación de balance para las superficies internas pero aplicado en esta otra superficie externa.

- **Elemento tipo *link*:**

El componente del edificio considerado sirve de unión con una zona adyacente. El balance de calor viene dado por:

$$q_i^{cond,ext} = q_i^{conv,ext} + q_i^{rad,ext} + q_i^{sol,ext} + q_i^{gains,ext} + q_i^{plant,ext} \quad (\text{Ecuación B.16})$$

Donde los componentes de la parte derecha, identificados con el subíndice “*ext*”, son idénticos a los de la zona adyacente, identificados con el subíndice “*int*”.

- **Elemento tipo *Null link*:**

La condición de contorno en la superficie exterior de la pared se asume que es la misma que la de la superficie interna.

Una vez realizados estos balances, el programa TAS lleva a cabo, para cada zona, un balance de los componentes latentes de las ganancias térmicas consideradas. Este balance tiene en cuenta las ganancias latentes, la transferencia de humedad debida al movimiento del aire y las condiciones de operación de la planta de humidificación y deshumidificación.

En relación con la **resolución de las ecuaciones** de flujo y las ecuaciones térmicas planteadas, TAS realiza el procedimiento de manera iterativa. Para cada paso de tiempo se calculan las presiones del viento y los gradientes de presión en todas las aberturas expuestas. A continuación se calculan las densidades del aire en todas las zonas, a partir de las temperaturas del aire. Estas densidades son utilizadas (junto con las presiones del viento en caso que sea necesario) para calcular las presiones y los gradientes de presión a ambos lados de cada abertura. Se plantea entonces un conjunto de ecuaciones que describe el balance de flujo másico dentro y fuera de cada zona, balance que tiene en cuenta cualquier flujo de aire introducido. Los flujos especificados como *Infiltraciones* y *Ventilación* no se incorporan en estas ecuaciones; sin embargo, se asume que los flujos de entrada y de salida debidos a estos componentes están equilibrados. Las ecuaciones se resuelven para obtener las presiones en las zonas y los flujos dentro y fuera de cada abertura. Estos flujos realimentan el análisis térmico, de manera que se utilizan para generar las temperaturas actualizadas para las diferentes zonas. El proceso iterativo continúa hasta que las temperaturas de la zona (tanto radiantes como convectivas) convergen con una precisión de 0,01K y el flujo converge con una precisión de 0,0005 kg/s.

La resolución de las ecuaciones del balance de calor se hace mediante un método matricial, donde se plantean  $2M+2$  ecuaciones lineales para las  $2M+2$  temperaturas desconocidas, donde  $M$  es el número de superficies de cada zona.

El procedimiento de resolución del sistema de ecuaciones mediante una matriz asume linealidad. En realidad, debido a la dependencia de los coeficientes de convección con la diferencia de temperaturas, el sistema de ecuaciones es no lineal. Por esta razón, la matriz de soluciones se calcula de manera iterativa hasta que los coeficientes de convección considerados en el cálculo son consistentes con las diferencias de temperatura calculadas. La convergencia se alcanza cuando ninguna temperatura superficial varía más de 0,2K de una iteración a la siguiente.

Después de que el balance de calor se haya alcanzado de manera satisfactoria para todas las zonas, el procedimiento iterativo se repite para calcular las conexiones interzonales, consideradas a través de la conducción y la ventilación e infiltración.

Al comenzar una simulación, el estado térmico de todos los componentes del edificio se **inicializa** con una condición de estado estacionario, determinada según la temperatura del aire exterior para la primera hora de la simulación –leída por el programa del archivo climático– para unas condiciones de temperatura interior de 18°C. Además, cada simulación debe incluir un período de **preacondicionamiento** de 10 días o más, para asegurar que el efecto de las condiciones iniciales en las que se encuentra el edificio es despreciable al inicio del periodo de simulación. El número de días de preacondicionamiento necesario para obtener resultados correctos varía en función del tipo de material empleado en los componentes del edificio y de las condiciones internas.



## REFERENCIAS

Alamdari, F.; Hammond, G.P. Improved data correlations for buoyancy-driven convection in rooms. *Building Service Engineering Research and Technology*. 1983, vol. 4, núm. 3, p. 106-112.

Carroll, J.A. An MRT method of computing radiant energy exchange in rooms. *Proceedings of the 2nd Systems Simulation & Economic Analysis Conference*. 1980, San Diego, p. 343-348.

Gough, M.C.B. A new method for the calculation of heat transfer in walls and roofs. *CIB International Symposium on System Simulation in Buildings*. 1982, Liege, Belgium.

Gough, M.C.B. *Modelling heat flow in buildings: an eigenfunction approach*. PhD dissertation. University of Cambridge, 1982.

Michalsky, J. The Astronomical Almanac's algorithm for approximate solar position (1950-2050). *Solar Energy*. 1988, vol. 40, núm. 3, p. 227-235.

Pipes, L.A. Matrix analysis of heat transfer problems. *Franklin Institute Journal*. 1957, vol. 263, núm. 3, p. 195-205.

Stephenson, D.G.; Mitalas, G.P. Calculation of heat conduction transfer functions for multi-layer slabs. *ASHRAE Transactions*. 1971, vol. 77, núm. II, p. 117-126.

TAS EDSL Ltd. *A-Tas Theory Manual*. Gran Bretaña, 2001.

The Chartered Institution of Building Services Engineers. *CIBSE Guide, Part C3*. London: Delta House, 2001.

# DETERMINACIÓN DE LA PROFUNDIDAD DE LOS ESPACIOS AFECTADOS POR LA RADIACIÓN SOLAR INCIDENTE

## C.1 PROCEDIMIENTO DE CÁLCULO

A continuación se presentarán los cálculos realizados para estimar la profundidad teórica a que alcanza la irradiación solar incidente sobre una fachada, según la orientación considerada, para el caso de un edificio localizado en Barcelona.

Los parámetros como la declinación solar o el azimut del sol se han estimado según metodología expuesta en el estándar ASHRAE, en su capítulo *Fenestration*. La altura del vidrio considerada es de 3 metros.

Para las orientaciones consideradas, se comprueba que la profundidad del espacio interior del edificio que se ve afectada por la radiación solar incidente es menor que los 6 metros definidos como profundidad del edificio de oficinas modelizado, excepto en algunos casos puntuales que no son críticos (al tratarse de meses con nivel de radiación solar baja u horas poco problemáticas, como primera hora de la mañana).

Parámetro	Símbolo	N	E	S	O
Orientación					
Azimet	$\psi$	180°	-90°	0°	90°
Latitud	L				
Declinación solar (variable a lo largo del año)	$\delta$				
Altura sobre el horizonte	$\beta$				
Azimet del sol	$\phi$				
Azimet del muro exterior	$\gamma$	$\gamma = \phi - \psi$			
Hora solar (respecto mediodía)	H				

Tabla C.1. Parámetros para el cálculo de la profundidad de entrada de la radiación solar en el interior de un espacio

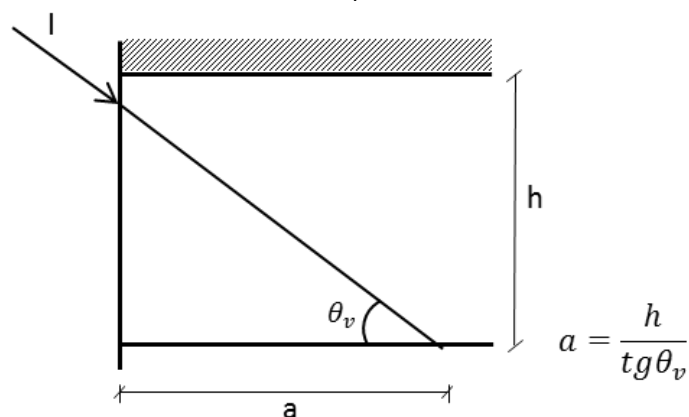


Figura C.1. Esquema geométrico para el cálculo de la profundidad de entrada de la radiación solar en el interior de un espacio

$$\sin \beta = \cos L \cdot \cos \delta \cdot \cos H \cdot \sin L \cdot \sin \delta \quad (\text{Ecuación C.1})$$

$$\cos \varphi = \frac{\sin \beta \cdot \sin L - \sin \delta}{\cos \beta \cdot \cos L} \quad (\text{Ecuación C.2})$$

$$\cos \theta_v = \cos \beta \cdot \cos \gamma \quad (\text{Ecuación C.3})$$

<b>Orientación Este</b>	<b><math>\psi = -90^\circ</math></b>	<b>Altura vidrio: 3m</b>	<b>L = 41°N</b>
-------------------------	--------------------------------------	--------------------------	-----------------

Mes	$\delta$	Hora solar	$\beta$	$\phi$	$\gamma = \phi - \psi$	$\theta_v$	a (m)
Enero	-20°	800	7,5	-55,2	34,8	35,5	7,2
Febrero	-20°	1000	30,7	-30,7	59,3	64,0	1,5
Marzo	0°	800	22,2	-69,3	20,7	30,0	5,2
Abril	0°	1000	40,8	-41,3	48,7	60,0	1,7
Mayo	23,45°	700	26,2	-99,3	-9,3	27,7	5,7
Junio	23,45°	1000	59,4	-64,3	25,7	62,7	1,5
Julio	12,3°	700	19,3	-89,7	0,3	19,3	8,6
Agosto	12,3°	1000	51,1	-51,1	38,9	60,7	1,7
Septiembre	-10,5°	700	4,16	-72,2	17,8	18,3	9,1
Octubre	-10,5°	1000	31,5	-35,2	54,8	60,6	1,7
Noviembre	-23,45°	800	4,9	-52,9	37,1	37,4	3,9
Diciembre	-23,45°	1000	19,8	-29,2	60,8	60,8	1,7

Tabla C.2. Cálculo de la profundidad de entrada de la radiación solar en el interior de un espacio localizado en Barcelona. Orientación Este.

<b>Orientación Oeste</b>	<b><math>\psi = 90^\circ</math></b>	<b>Altura vidrio: 3m</b>	<b>L = 41°N</b>
--------------------------	-------------------------------------	--------------------------	-----------------

Mes	$\delta$	Hora solar	$\beta$	$\phi$	$\gamma = \phi - \psi$	$\theta_v$	a (m)
Enero	-20°	1300	27,4	15,9	-74,1	75,9	0,75
Febrero	-20°	1500	43,8	16,1	-73,9	78,4	0,61
Marzo	0°	1300	46,8	22,2	-67,8	75,0	0,80
Abril	0°	1600	22,2	69,3	-20,7	30,0	5,20
Mayo	23,45°	1300	68,4	40,2	-49,8	76,5	0,72
Junio	23,45°	1600	37,4	90,0	0	37,4	3,92
Julio	12,3°	1300	58,4	28,9	-61,1	75,3	0,79
Agosto	12,3°	1600	30,6	79,3	-10,7	32,2	4,76
Septiembre	-10,5°	1300	36,7	18,5	-71,5	75,3	0,79
Octubre	-10,5°	1600	14,6	61,6	-28,4	31,6	4,87
Noviembre	-23,45°	1300	24,1	15,1	-74,9	76,2	0,73
Diciembre	-23,45°	1500	13,2	41,8	-48,2	49,5	2,56

Tabla C.3. Cálculo de la profundidad de entrada de la radiación solar en el interior de un espacio localizado en Barcelona. Orientación Oeste.

<b>Orientación Sur</b>	<b><math>\psi = 0^\circ</math></b>	<b>Altura vidrio: 3m</b>	<b>L = 41°N</b>
------------------------	------------------------------------	--------------------------	-----------------

Mes	$\delta$	Hora solar	$\beta$	$\phi$	$\gamma = \phi - \psi$	$\theta_v$	a (m)
Enero	-20°	900	16,1	43,7	43,7	46,0	2,90
Febrero	-20°	1200	29,0	0	0	29,0	5,41
Marzo	0°	900	32,2	56,7	56,7	62,4	1,57
Abril	0°	1200	49,0	0	0	49,0	2,61
Mayo	23,45°	900	48,6	79,1	79,1	82,8	0,38
Junio	23,45°	1200	72,45	0	0	72,4	0,95
Julio	12,3°	900	41,4	67,0	67,0	73,0	0,92
Agosto	12,3°	1200	61,3	0	0	61,3	1,64
Septiembre	-10,5°	900	23,9	49,5	49,5	53,6	2,21
Octubre	-10,5°	1200	38,5	0	0	38,5	3,77
Noviembre	-23,45°	900	13,2	41,8	41,8	43,4	3,17
Diciembre	-23,45°	1200	25,6	0	0	25,6	6,28

Tabla C.4. Cálculo de la profundidad de entrada de la radiación solar en el interior de un espacio localizado en Barcelona. Orientación Sur.



## **Anexo D**

# **CARACTERÍSTICAS DE LOS MATERIALES Y SISTEMAS UTILIZADOS EN LOS MODELOS SIMULADOS**

### **D.1 INTRODUCCIÓN**

A continuación se presentarán los datos correspondientes a las características de los materiales y sistemas empleados en los diferentes elementos constructivos que se han utilizado en los modelos simulados.

Como ya se ha comentado, se han elegido tipologías constructivas habituales, y se ha asegurado que se cumplan los mínimos establecidos en el CTE HE1, en relación a los parámetros de transmitancia térmica y factor solar, para la zona climática que nos ocupa (C2, correspondiente a Barcelona).

Los datos se presentan separados por elemento constructivo. Para cada uno de ellos, se muestran en primer lugar los valores de la composición (donde aparece el valor de la U) y, a continuación, los parámetros característicos de los materiales que constituyen cada uno de sus componentes.

## D.2 FACHADA

### D.2.1 Características de la composición

Opaque Construction Name: Fachada\* Description:

Solar Absorptance		Emissivity		Conductance	Time
Ext. Surf.	Int. Surf.	External	Internal	(W/m <sup>2</sup> ·°C)	Constant
0,400	0,400	0,900	0,900	0,395	6,605

Layer	M-Code	Width (mm)	Conducti...	Convecti...	Vapour D...	Density [...]	Specific ...	Description
1	enlucido yeso	20,0	0,57	0,0	6,000	1150,0	1000,0	LIGHTWEIGHT PLAST...
2	1/2 pie LP 40-G...	50,0	0,991	0,0	10,000	2170,0	1000,0	BRICK COMMON 5 *4
3	MW/ lana mineral...	70,0	0,031	0,0	1,000	40,0	1000,0	lana mineral tipo I 0,04 ...
4	mortero cemento	15,0	0,55	0,0	10,000	1125,0	1000,0	PLASTER 3 *3
5	1/2 pie LP 40-G...	125,0	0,991	0,0	10,000	2170,0	1000,0	BRICK COMMON 5 *4
6	mortero cemento	20,0	0,55	0,0	10,000	1125,0	1000,0	PLASTER 3 *3

\* layer ignored in U-Value/R-Value Calculation

U/R Values (ISO 6946) (Homogenous)

Flow Direction	Internal U Value (W/m <sup>2</sup> ·°C)	External U Value (W/m <sup>2</sup> ·°C)
Horizontal	0,395	0,395
Upward	0,395	0,395
Downward	0,395	0,395

Show U Values Show R Values

Surface Resistance Internal: 0,0 m<sup>2</sup>·°C/W External: 0,0 m<sup>2</sup>·°C/W

Additional Heat Transfer: 0,0% F-Factor: 0,0 W/m<sup>2</sup>·°C

Figura D.1. Características de la fachada

### D.2.2 Características de los componentes

#### D.2.2.1 Acabado interior

Material Type	Opaque
Name	enlucido yeso
Description	LIGHTWEIGHT PLASTER 1 *4
Width (mm)	10,0
Conductivity (W/m·°C)	0,57
Specific Heat (J/kg·°C)	1000,0
Density (kg/m <sup>3</sup> )	1150,0
Vapour Diffusion Factor	6,0
Solar Reflectance	External: 0,60 Internal: 0,60
Light Reflectance	External: 0,00 Internal: 0,00
Emissivity	External: 0,90 Internal: 0,90
Ignore in U Value Calc?	<input type="checkbox"/>

Figura D.2. Características del acabado interior de la fachada

#### D.2.2.2 Primera hoja

Material Type	Opaque
Name	1/2 pie LP 40-G-50
Description	BRICK COMMON 5 *4
Width (mm)	10,0
Conductivity (W/m·°C)	0,991
Specific Heat (J/kg·°C)	1000,0
Density (kg/m <sup>3</sup> )	2170,0
Vapour Diffusion Factor	10,0
Solar Reflectance	External: 0,28 Internal: 0,28
Light Reflectance	External: 0,00 Internal: 0,00
Emissivity	External: 0,93 Internal: 0,93
Ignore in U Value Calc?	<input type="checkbox"/>

Figura D.3. Características de la primera hoja de la fachada

### D.2.2.3 Aislante

Material Type	Opaque
Name	MW lana mineral 0,04
Description	lana mineral tipo I 0,04 densidad 12
Width (mm)	10,0
Conductivity (W/m·°C)	0,031
Specific Heat (J/kg·°C)	1000,0
Density (kg/m³)	40,0
Vapour Diffusion Factor	1,0
Solar Reflectance	External 0,40
	Internal 0,40
Light Reflectance	External 0,00
	Internal 0,00
Emissivity	External 0,90
	Internal 0,90
Ignore in U Value Calc?	<input type="checkbox"/>

Figura D.4. Características del material aislante de la fachada

### D.2.2.4 Segunda hoja

Material Type	Opaque
Name	1/2 pie LP 40xGx50
Description	BRICK COMMON S *4
Width (mm)	10,0
Conductivity (W/m·°C)	0,991
Specific Heat (J/kg·°C)	1000,0
Density (kg/m³)	2170,0
Vapour Diffusion Factor	10,0
Solar Reflectance	External 0,28
	Internal 0,28
Light Reflectance	External 0,00
	Internal 0,00
Emissivity	External 0,93
	Internal 0,93
Ignore in U Value Calc?	<input type="checkbox"/>

Figura D.5. Características de la segunda hoja de la fachada

### D.2.2.5 Acabado exterior

Material Type	Opaque
Name	mortero cemento
Description	PLASTER 3 *3
Width (mm)	10,0
Conductivity (W/m·°C)	0,55
Specific Heat (J/kg·°C)	1000,0
Density (kg/m³)	1125,0
Vapour Diffusion Factor	10,0
Solar Reflectance	External 0,60
	Internal 0,60
Light Reflectance	External 0,00
	Internal 0,00
Emissivity	External 0,90
	Internal 0,90
Ignore in U Value Calc?	<input type="checkbox"/>

Figura D.6. Características del acabado exterior de la fachada

## D.3 CUBIERTA

### D.3.1 Características de la composición



Opaque Construction: Name: Cubierta\* Description: Sloping tiled roof U 0.25

Solar Absorbance		Emissivity		Conductance (W/m²·°C)	Time Constant
Ext. Surf.	Int. Surf.	External	Internal		
0.920	0.400	0.940	0.900	0.25	0.000

Layer	M-Code	Width (mm)	Conducti...	Convecti...	Vapour D...	Density [...]	Specific ...	Description
1	am1plast\20	25.0	0.16	0.0	11.000	960.0	837.0	PLASTERBOARD *4
2	Glass Fibre Insul...	140.0	0.038	0.0	2.880	11.998	104.67	Glass Fibre, R-6 at 1.6 in.
3	am1cav\12	20.0	0.0	2.22	1.000	0.0	0.0	20MM AIR (UPWARD FLOW)
4	am1asph\9	5.0	0.41	0.0	1300.000	960.0	1000.0	ROOFING FELT 1 *2
5	am1tle\10	10.0	2.0	0.0	48.000	2700.0	753.0	SLATE, GREY *4

\* layer ignored in U-Value/R-Value Calculation

U/R Values (ISO 6946) (Homogenous)

Flow Direction	Internal U Value (W/m²·°C)	External U Value (W/m²·°C)
Horizontal	0.248	0.248
Upward	0.249	0.249
Downward	0.248	0.248

Surface Resistance

	Internal	External
0.0 m²·°C/W	0.0 m²·°C/W	0.0 m²·°C/W

Additional Heat Transfer: 
 F-Factor:

Figura D.7. Características de la cubierta

## D.3.2 Características de los componentes

### D.3.2.1 Acabado interior

Material Type	Opaque
Name	am1plast20
Description	PLASTERBOARD *4
Width (mm)	0.0
Conductivity (W/m·°C)	0.16
Specific Heat (J/kg·°C)	837.0
Density (kg/m³)	960.0
Vapour Diffusion Factor	11.0
Solar Reflectance	External 0.60
	Internal 0.60
Light Reflectance	External 0.00
	Internal 0.00
Emissivity	External 0.90
	Internal 0.90
Ignore in U Value Calc?	<input type="checkbox"/>

Figura D.8. Características del acabado interior de la cubierta

### D.3.2.2 Aislante

Material Type	Opaque
Name	Glass Fibre Insulation
Description	Glass Fibre, R-6 at 1.6 in.
Width (mm)	40.64
Conductivity (W/m·°C)	0.038
Specific Heat (J/kg·°C)	104.67
Density (kg/m³)	11.998
Vapour Diffusion Factor	2.9
Solar Reflectance	External 0.40
	Internal 0.40
Light Reflectance	External 0.40
	Internal 0.40
Emissivity	External 0.90
	Internal 0.90
Ignore in U Value Calc?	<input type="checkbox"/>

Figura D.9. Características de la capa aislante de la cubierta

### D.3.2.3 Cámara aire

Material Type	Gas Layer
Name	am1cav112
Description	20MM AIR (UPWARD FLOW)
Width (mm)	20.0
Convection Coefficient (W/m²·°C)	2.22
Vapour Diffusion Factor	1.0

Figura D.10. Características de la cámara de aire de la cubierta

### D.3.2.4 Capa impermeabilizante

Material Type	Opaque
Name	am1asp9
Description	ROOFING FELT 1 *2
Width (mm)	0,0
Conductivity (W/m *C)	0,41
Specific Heat (J/kg *C)	1000,0
Density (kg/m³)	960,0
Vapour Diffusion Factor	1300,0
Solar Reflectance	External 0,26
	Internal 0,26
Light Reflectance	External 0,00
	Internal 0,00
Emissivity	External 0,91
	Internal 0,91
Ignore in U Value Calc?	<input type="checkbox"/>

Figura D.11. Características de la capa impermeabilizante de la cubierta

### D.3.2.5 Acabado exterior

Material Type	Opaque
Name	am1tile10
Description	SLATE, GREY *4
Width (mm)	0,0
Conductivity (W/m *C)	2,0
Specific Heat (J/kg *C)	753,0
Density (kg/m³)	2700,0
Vapour Diffusion Factor	48,0
Solar Reflectance	External 0,08
	Internal 0,08
Light Reflectance	External 0,00
	Internal 0,00
Emissivity	External 0,94
	Internal 0,94
Ignore in U Value Calc?	<input type="checkbox"/>

Figura D.12. Características del acabado exterior de la cubierta

## D.4 MEDIANERA

### D.4.1 Características de la composición

Opaque Construction Name: Medianera\* Description:

Solar Absorbance		Emissivity		Conductance (W/m² *C)	Time Constant
Ext. Surf.	Int. Surf.	External	Internal		
0,400	0,400	0,900	0,900	0,569	31,600

Layer	M-Code	Width (mm)	Conduct...	Convect...	Vapour D...	Density [...]	Specific ...	Description
Inner	enlucido yeso	15,0	0,57	0,0	6,000	1150,0	1000,0	LIGHTWEIGHT PLAST...
2	EPS 0.037	30,0	0,038	0,0	20,000	30,0	1000,0	POLYSTRENE, EXPAN...
3	1/2 pie LP 40-G...	125,0	0,991	0,0	10,000	2170,0	1000,0	BRICK COMMON 5 *4
4	EPS 0.037	30,0	0,038	0,0	20,000	30,0	1000,0	POLYSTRENE, EXPAN...
5	enlucido yeso	15,0	0,57	0,0	6,000	1150,0	1000,0	LIGHTWEIGHT PLAST...

\* layer ignored in U-Value/R-Value Calculation

U/R Values (ISO 6946) (Homogenous)

Flow Direction	Internal U Value (W/m² *C)	External U Value (W/m² *C)
Horizontal	0,569	0,569
Upward	0,569	0,569
Downward	0,569	0,569

Show U Values Show R Values

Surface Resistance Internal: 0,0 m² \*C/W External: 0,0 m² \*C/W

Additional Heat Transfer: 0,0% F Factor: 0,0 W/m \*C

Figura D.13. Características de la medianera

### D.4.2 Características de los componentes

#### D.4.2.1 Acabado interior

Material Type	Opaque
Name	enlucido yeso
Description	LIGHTWEIGHT PLASTER 1 *4
Width (mm)	10,0
Conductivity (W/m *C)	0,57
Specific Heat (J/kg *C)	1000,0
Density (kg/m³)	1150,0
Vapour Diffusion Factor	6,0
Solar Reflectance	External 0,60
	Internal 0,60
Light Reflectance	External 0,00
	Internal 0,00
Emissivity	External 0,90
	Internal 0,90
Ignore in U Value Calc?	<input type="checkbox"/>

Figura D.14. Características del acabado interior de la medianera

#### D.4.2.2 Aislante

Material Type	Opaque
Name	EPS 0,037
Description	POLYSTRENE, EXPANDED, OPEN CELL *3
Width (mm)	10,0
Conductivity (W/m *C)	0,036
Specific Heat (J/kg *C)	1000,0
Density (kg/m³)	30,0
Vapour Diffusion Factor	20,0
Solar Reflectance	External 0,60
	Internal 0,60
Light Reflectance	External 0,00
	Internal 0,00
Emissivity	External 0,90
	Internal 0,90
Ignore in U Value Calc?	<input type="checkbox"/>

Figura D.15. Características del material aislante de la medianera

#### D.4.2.3 Hoja cerámica

Material Type	Opaque
Name	1/2 pie LP 40*G*50
Description	BRICK COMMON S *4
Width (mm)	10,0
Conductivity (W/m *C)	0,991
Specific Heat (J/kg *C)	1000,0
Density (kg/m³)	2170,0
Vapour Diffusion Factor	10,0
Solar Reflectance	External 0,28
	Internal 0,28
Light Reflectance	External 0,00
	Internal 0,00
Emissivity	External 0,93
	Internal 0,93
Ignore in U Value Calc?	<input type="checkbox"/>

Figura D.16. Características de la hoja cerámica de la medianera

#### D.4.2.4 Acabado exterior

Material Type	Opaque
Name	enlucido yeso
Description	LIGHTWEIGHT PLASTER 1 *4
Width (mm)	10,0
Conductivity (W/m *C)	0,57
Specific Heat (J/kg *C)	1000,0
Density (kg/m³)	1150,0
Vapour Diffusion Factor	6,0
Solar Reflectance	External 0,60
	Internal 0,60
Light Reflectance	External 0,00
	Internal 0,00
Emissivity	External 0,90
	Internal 0,90
Ignore in U Value Calc?	<input type="checkbox"/>

Figura D.17. Características del acabado exterior de la medianera

## D.5 SOLERA

### D.5.1 Características de la composición

Opaque Construction    Name: Solera\*    Description: Ground floor no false floor

Solar Absorptance		Emissivity		Conductance (W/m²·°C)	Time Constant
Ext. Surf.	Int. Surf.	External	Internal		
0,760	0,590	0,910	0,900	0,297	127,999

Layer	M-Code	Width (mm)	Conducti...	Convecti...	Vapour D...	Density [...]	Specific ...	Description
Inner	am1tle\8	5,0	0,5	0,0	99,000	1050,0	837,0	PLASTIC *3
2	am1concd\9	50,0	1,28	0,0	34,000	2100,0	1000,0	CONCRETE SCREED *3
3	am1concd\1	125,0	0,87	0,0	14,800	1800,0	920,0	CONCRETE 3% m.c. 8 *3
4	am1agg\4	75,0	0,55	0,0	12,000	1580,0	1057,0	CRUSHED BRICK AGG...
5	am1sol\7	1000,0	0,329	0,0	99,000	1515,0	796,0	SAND, DRY *2

\* Layer ignored in U-Value/R-Value Calculation

U/R Values (ISO 6946) (Homogenous)

Flow Direction	Internal U Value (W/m²·°C)	External U Value (W/m²·°C)
Horizontal	0,297	0,297
Upward	0,297	0,297
Downward	0,297	0,297

Show U Values    Show R Values    Surface Resistance  
 Internal: 0,0 m²·°C/W    External: 0,0 m²·°C/W  
 Additional Heat Transfer: 0,0%    F-Factor: 0,0 W/m²·°C

Figura D.18. Características de la solera

### D.5.2 Características de los componentes

#### D.5.2.1 Acabado interior

Material Type	Opaque
Name	am1tle\8
Description	PLASTIC *3
Width (mm)	0,0
Conductivity (W/m·°C)	0,5
Specific Heat (J/kg·°C)	837,0
Density (kg/m³)	1050,0
Vapour Diffusion Factor	99,0
Solar Reflectance	External: 0,50 Internal: 0,50
Light Reflectance	External: 0,00 Internal: 0,00
Emissivity	External: 0,90 Internal: 0,90
Ignore in U Value Calc?	<input type="checkbox"/>

Figura D.19. Características del acabado interior de la solera

#### D.5.2.2 Losa de hormigón

Material Type	Opaque
Name	am1concd\1
Description	CONCRETE 3% m.c. 8 *3
Width (mm)	0,0
Conductivity (W/m·°C)	0,87
Specific Heat (J/kg·°C)	920,0
Density (kg/m³)	1800,0
Vapour Diffusion Factor	14,8
Solar Reflectance	External: 0,35 Internal: 0,35
Light Reflectance	External: 0,00 Internal: 0,00
Emissivity	External: 0,90 Internal: 0,90
Ignore in U Value Calc?	<input type="checkbox"/>

Figura D.20. Características de la losa de hormigón de la solera

### D.5.2.3 Capa intermedia

Material Type	Opaque
Name	am1aggr/4
Description	CRUSHED BRICK AGGREGATE *1
Width (mm)	0,0
Conductivity (W/m·°C)	0,55
Specific Heat (J/kg·°C)	1057,0
Density (kg/m³)	1580,0
Vapour Diffusion Factor	12,0
Solar Reflectance	External 0,35
	Internal 0,35
Light Reflectance	External 0,00
	Internal 0,00
Emissivity	External 0,90
	Internal 0,90
Ignore in U Value Calc?	<input type="checkbox"/>

Figura D.21. Características de la capa intermedia de la solera

### D.5.2.4 Terreno

Material Type	Opaque
Name	am1soil/7
Description	SAND, DRY *2
Width (mm)	0,0
Conductivity (W/m·°C)	0,329
Specific Heat (J/kg·°C)	796,0
Density (kg/m³)	1515,0
Vapour Diffusion Factor	99,0
Solar Reflectance	External 0,24
	Internal 0,24
Light Reflectance	External 0,00
	Internal 0,00
Emissivity	External 0,91
	Internal 0,91
Ignore in U Value Calc?	<input type="checkbox"/>

Figura D.22. Características del terreno

## D.6 FALSO TECHO

### D.6.1 Características de la composición

Opaque Construction Name: Falso techo\* Description:

Solar Absorptance		Emissivity		Conductance (W/m²·°C)	Time Constant
Ext. Surf.	Int. Surf.	External	Internal		
0,700	0,700	0,900	0,900	0,448	0,000

Layer	M-Code	Width (mm)	Conduct...	Convect...	Vapour D...	Density [...]	Specific ...	Description
1 Inner	Plasterboard (cei...	20,0	0,21	0,001	9999,000	900,0	1000,0	Plasterboard (ceiling)
2	M/W lana mineral...	60,0	0,031	0,0	1,000	40,0	1000,0	lana mineral tipo I 0.04 ...
3	am1cav/16	200,0	0,0	1,3	1,000	0,0	0,0	200MM AIR (UPWARD...
4	plagueta o baldo...	20,0	1,0	0,0	30,000	2000,0	800,0	CLAY,RED/BROWN *4

\* layer ignored in U-Value/R-Value Calculation

U/R Values (ISO 6946) (Homogenous)

Flow Direction	Internal U Value (W/m²·°C)	External U Value (W/m²·°C)
Horizontal	0,448	0,448
Upward	0,452	0,452
Downward	0,439	0,439

Show U Values Show R Values

Surface Resistance Internal: 0,0 m²·°C/W External: 0,0 m²·°C/W

Additional Heat Transfer: 0,0% F-Factor: 0,0 W/m²·°C

Figura D.23. Características del falso techo

## D.6.2 Características de los componentes

### D.6.2.1 Acabado interior

Material Type	Opaque
Name	Plasterboard (ceiling)
Description	Plasterboard (ceiling)
Width (mm)	9,5
Conductivity (W/m·°C)	0,21
Specific Heat (J/kg·°C)	1000,0
Density (kg/m³)	900,0
Vapour Diffusion Factor	9999,0
Solar Reflectance	External 0,30
	Internal 0,30
Light Reflectance	External 0,00
	Internal 0,00
Emissivity	External 0,90
	Internal 0,90
Ignore in U Value Calc?	<input type="checkbox"/>

Figura D.24. Características del acabado interior del falso techo

### D.6.2.2 Aislante

Material Type	Opaque
Name	MW lana mineral 0,04
Description	lana mineral tipo I 0,04 densidad 12
Width (mm)	10,0
Conductivity (W/m·°C)	0,031
Specific Heat (J/kg·°C)	1000,0
Density (kg/m³)	40,0
Vapour Diffusion Factor	1,0
Solar Reflectance	External 0,40
	Internal 0,40
Light Reflectance	External 0,00
	Internal 0,00
Emissivity	External 0,90
	Internal 0,90
Ignore in U Value Calc?	<input type="checkbox"/>

Figura D.25. Características del material aislante del falso techo

### D.6.2.3 Cámara de aire

Material Type	Gas Layer
Name	am1cav16
Description	200MM AIR (UPWARD FLOW)
Width (mm)	200,0
Convection Coefficient (W/m²·°C)	1,3
Vapour Diffusion Factor	1,0

Figura D.26. Características de la cámara de aire del falso techo

### D.6.2.4 Acabado exterior

Material Type	Opaque
Name	plaquea o baldosa cerámica
Description	CLAY_RED/BROWN *4
Width (mm)	10,0
Conductivity (W/m·°C)	1,0
Specific Heat (J/kg·°C)	800,0
Density (kg/m³)	2000,0
Vapour Diffusion Factor	30,0
Solar Reflectance	External 0,30
	Internal 0,30
Light Reflectance	External 0,00
	Internal 0,00
Emissivity	External 0,90
	Internal 0,90
Ignore in U Value Calc?	<input type="checkbox"/>

Figura D.27. Características del acabado exterior del falso techo

## D.7 SUELO OFICINA

### D.7.1 Características de la composición

Opaque Construction Name: Suelo oficina\* Description:

Solar Absorptance		Emissivity		Conductance	Time
Ext. Surf.	Int. Surf.	External	Internal	(W/m²·°C)	Constant
0,700	0,650	0,900	0,900	2,494	4,236

Layer	M-Code	Width (mm)	Conducti...	Convecti...	Vapour D...	Density [...]	Specific ...	Description
1	FU entreligado ...	300,0	0,846	0,0	10,000	1110,0	1000,0	AERATED, AUTOCLAV...
2	mortero cemento	20,0	0,55	0,0	10,000	1125,0	1000,0	PLASTER 3 *3
3	placaleta o bald...	10,0	1,0	0,0	30,000	2000,0	800,0	CLAY,RED/BROWN *4

\* layer ignored in U-Value/R-Value Calculation

U/R Values (ISO 6946) (Homogenous)

Flow Direction	Internal U Value (W/m²·°C)	External U Value (W/m²·°C)
Horizontal	2,494	2,494
Upward	2,494	2,494
Downward	2,494	2,494

Show U Values Show R Values

Surface Resistance Internal: 0,0 m²·°C/W External: 0,0 m²·°C/W

Additional Heat Transfer: 0,0% F-Factor: 0,0 W/m²·°C

Figura D.28. Características del suelo de la oficina

### D.7.2 Características de los componentes

#### D.7.2.1 Acabado interior

Material Type	Opaque
Name	placaleta o baldosa cerámica
Description	CLAY,RED/BROWN *4
Width (mm)	10,0
Conductivity (W/m·°C)	1,0
Specific Heat (J/kg·°C)	800,0
Density (kg/m³)	2000,0
Vapour Diffusion Factor	30,0
Solar Reflectance	External: 0,30
	Internal: 0,30
Light Reflectance	External: 0,00
	Internal: 0,00
Emissivity	External: 0,90
	Internal: 0,90
Ignore in U Value Calc?	<input type="checkbox"/>

Figura D.29. Características del acabado interior del suelo de la oficina

#### D.7.2.2 Mortero agarre

Material Type	Opaque
Name	mortero cemento
Description	PLASTER 3 *3
Width (mm)	10,0
Conductivity (W/m·°C)	0,55
Specific Heat (J/kg·°C)	1000,0
Density (kg/m³)	1125,0
Vapour Diffusion Factor	10,0
Solar Reflectance	External: 0,60
	Internal: 0,60
Light Reflectance	External: 0,00
	Internal: 0,00
Emissivity	External: 0,90
	Internal: 0,90
Ignore in U Value Calc?	<input type="checkbox"/>

Figura D.30. Características del material de unión del acabado del suelo de la oficina

### D.7.2.3 Forjado

Material Type	Opaque
Name	FU entrevigado horm 300
Description	AERATED, AUTOCLAVED CONCRETE BLOCK *1
Width (mm)	10,0
Conductivity (W/m·°C)	0,846
Specific Heat (J/kg·°C)	1000,0
Density (kg/m³)	1110,0
Vapour Diffusion Factor	10,0
Solar Reflectance	External 0,35
	Internal 0,35
Light Reflectance	External 0,00
	Internal 0,00
Emissivity	External 0,90
	Internal 0,90
Ignore in U Value Calc?	<input type="checkbox"/>

Figura D.31. Características del forjado entreplantas



